

# 小型船の二次元断面模型に作用する 左右揺流体力の計測

正員 石田 茂 資\* 正員 藤原 敏 文\*

Measurement of Hydrodynamic Sway Force Acting on Two-Dimensional Models of Small Ship

by Shigesuke Ishida, *Member* Toshifumi Fujiwara, *Member*

## Summary

In the previous papers<sup>1)2)</sup> authors studied capsizing phenomena of a small pleasure boat in beam seas. Small ships, which usually have large breadth/draft ratio, are apt to sway with a large amplitude in waves and to drift at a high velocity in wind. It was clarified that the large lateral motion can lead to a large drag force and moment because their complicated under-water hull forms can easily make flow separation. In a heeled condition the rolling moment by the separated flow works asymmetrically to the direction of sway motion, being larger when the ship moves to the direction of heeling than to the other direction. This asymmetries helps to enlarge the heeling angle and finally to capsize.

In this paper a large amplitude forced sway motion test was conducted to investigate the effect of hull forms to the non-linear sway force and moment. Three two-dimensional round-chine models with dead-rise angle of 10, 20, 30 degrees were used. Totally the test was carried out on nine hull forms, using the three round-chine models with/without hard-chine pieces and skegs. It is clarified that a conventional linear integral equation method can almost evaluate the acceleration component of sway force and moment, but cannot evaluate the damping component, because drag component occupies the main or non-negligible part of sway damping. It is also clarified that the rolling moment by the sway motion gets very asymmetric when flow separation occurs locally at the vicinity of the bottom center or of the chine. The asymmetry becomes small when the separated flow covers the whole bottom, which happens on the models with skeg or with large dead-rise angle.

This paper also deals with the force and moment of drift motion at a constant speed. The characteristics of the heeling moment is similar to that of sway motion. The moment works to increase the heel angle when the ships moves to the direction of heeling. But, it becomes small if the model makes a large separation region.

## 1. 緒 言

小型船は自船のスケールに比較して荒れた海象に遭遇することが多く、また喫水が浅いため、横からの外力によって大きな横流れを生じやすい。そして、スケグやハードチャインなど角を有する複雑な形状を持っているため、大きな横流れは剥離を伴う複雑な流場を生起することになる。また、喫水が浅い船型は、傾斜した時に水面下の形状が大

きく変化するが、それによる流体力の変化も一種の非線形力として作用する。従って、小型船の大振幅の横運動を考える場合には、それらの非線形流体力を的確に考慮することが必要になる。

小型船の横運動時に作用する非線形流体力については田中等<sup>3)</sup>、池田等<sup>4)</sup>による精力的な研究があり、また一般船型の横運動時の粘性流体力について池田等<sup>5)</sup>の研究などが報告され、非線形流体力の性質は徐々に明らかにされつつある。しかし、転覆に至るような大振幅運動時の実験データは少なく、特に傾斜した場合については線形理論に基づく値の一連の研究<sup>たとえば6)</sup>などがあるものの、小型船についてはほとんど明らかになっていないのが現状である。

筆者らは、横からの1, 2発の大波によって小型船が転覆

\* 船舶技術研究所 運動性能部

原稿受理 平成7年7月10日

秋季講演会において講演 平成7年11月16, 17日

する現象について実験的研究を行い、転覆に至る運動を説明する上で、左右揺-横揺の連成力の非線形性を考慮することが不可欠であることを指摘した<sup>1),2)</sup>。たとえば、船体の軽い小型船が横からの大波に遭遇すると、波下側に傾斜しながら大きく横流れする場合があるが(横方向の波乗り)、その際には、抗力の着点が高直時よりも下がるため、大きな傾斜モーメントが作用する。また、転覆するような荒れた海面では、風による傾斜と横流れを伴うことになるが、傾斜するほど抗力の着点が高くなるため、傾斜角は風速の2乗ではなく3乗にほぼ比例することが明らかになった。さらに、片荷等による傾斜状態での左右揺-横揺の連成モーメントが、傾斜方向と逆方向とで非対称になることも、運動を考える上で重要な点と思われる。

上に述べたような性質は、1種類のプレジャーボート模型の実験から確認されたものである。しかし、小型船は船体形状のバリエーションが大きいので、特定の船型だけから判断することは適当でない。そこで、3種類の船底勾配を持った二次元模型にスケグとハードチェーンを着脱し、合計9種類の船型について強制左右揺試験を行った。また、速度一定の強制横流れ試験を行い、作用する流体力について比較検討したので、その結果を報告する。

## 2. 強制左右揺試験

### 2.1 供試模型船および実験方法

大振幅の左右揺による流体力を計測するため、二次元模型を水平方向に正弦運動させた。模型の形状を Fig. 1 に示す。小型船の船尾部、中央部および船首部を想定し、船底勾配  $\alpha$  をそれぞれ  $\alpha=10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$  としている。主船体はラウンドチェーン船型で、これにハードチェーンとスケグを着脱した。何も付けない状態 (M 10, M 20, M 30)、チェーンだけを付けた状態 (M 10 C, M 20 C, M 30 C)、チェーンとスケグを付けた状態 (M 10 CS, M 20 CS, M 30 CS) の9種類の船型について実験を行った。なお、模型の長さは70 cm である。

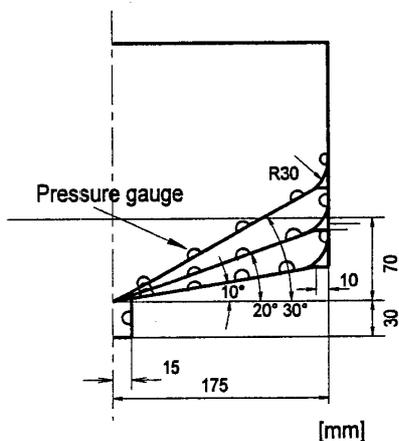


Fig. 1 Models and Pressure Gauges

実験配置図を Fig. 2 に示す。エンドプレート ( $B \times D = 150 \times 60$  cm) の間を運動させることにより流れの二次元性を確保した。

座標系を Fig. 3 に示す。計測項目は、三分力計による水平方向の力  $Y$ 、鉛直方向の力  $Z$ 、横揺モーメント  $M$  である。また、Fig. 1 に示す半円の位置で水圧計測を行っている。

実験パラメータは、左右揺振幅  $\bar{y}$ 、周波数  $f$  および傾斜角  $\phi$  である。振幅は  $\bar{y}/b = 0.2 \sim 1.0$  ( $b$  は半幅) としたが、三分力計の容量の制約から1未満のものが多い。周波数は  $f = 0.8$  Hz を基本とした。この周波数は前報の転覆実験時に使用した模型船の横揺固有周期を参考にしたもので、今後風波併存時の横揺実験を行う際に、この値を横揺固有周期にする予定である。以下に示す実験結果は、特に断らない限りすべて  $f = 0.8$  Hz のものである。傾斜角  $\phi$  は、 $\phi = 0^\circ \sim 15^\circ$  まで  $5^\circ$  おきに変化させたが、一部  $\phi = 20^\circ$  の実験も行っている。傾斜によるチェーン部の没水状況などを把握するために、各模型と水面との関係を Fig. 4 に示しておく。

実験は船舶技術研究所の通称中水槽 ( $L \times B \times D = 150 \times 7.5 \times 3.5$  m) および動揺水槽 ( $L \times B \times D = 50 \times 8 \times 4.5$  m) で行った。

### 2.2 付加質量と着力点

計測された水平方向の力  $Y$  を Fourier 解析し、基本周波

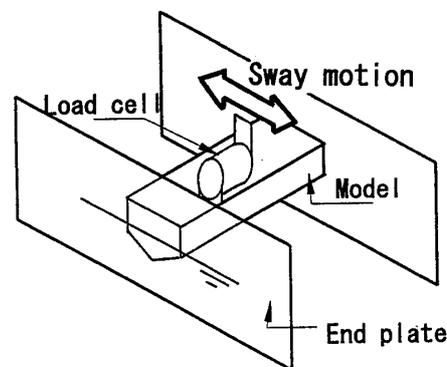


Fig. 2 Experimental Apparatus

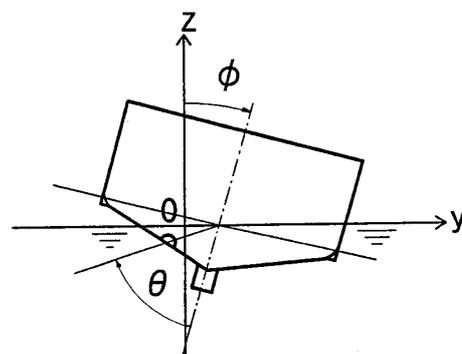


Fig. 3 Coordinate System

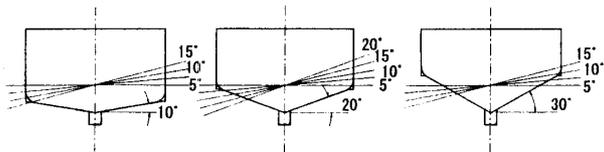


Fig. 4 Water Planes in Heeled Conditions

数成分の流体力のうち運動の単位加速度に比例する成分  $Y_{a1}$  を求め、付加質量係数  $\Delta m' = Y_{a1}/\rho \nabla$  を計算した。ただし、 $\rho$  は水の密度、 $\nabla$  は排水容積である。また、添字の  $a$  は加速度に比例する成分を、1 は基本周波数成分をそれぞれ表す。原点周りのモーメントについても同様に  $M_{a1}$  を求め、水面上の着力点高さの無次元値  $1_a/d (= M_{a1}/(d \cdot Y_{a1}))$  ( $d$  は喫水) の形で整理した。このような幅広船型では、傾斜モーメントに対して水平力  $Y$  よりもむしろ底面の圧力分布の寄与が大きいが、流場の変化がわかりやすいので着力点の形で整理した。

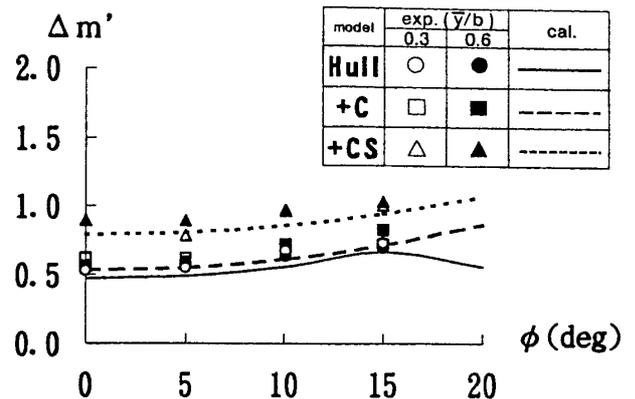
計測された付加質量係数を Fig. 5 に、着力点高さを Fig. 6 にそれぞれ示す。振幅の小さいもの ( $\bar{y}/b=0.3$ ) と大きいもの ( $\bar{y}/b=0.6$ ) の結果を示した。図中の「Hull」は主船体だけのラウンドチェーン船型、「+C」はハードチェーンだけを付けた船型、「+CS」はスケグ付のハードチェーン船型を表す。また、図中の線は、原口、大松<sup>7)</sup> による Combined Integral Equation Method (以下 CIEM と略す) によって計算したものである。この計算法は線形の積分方程式法で、側壁と水面が直交しない場合の精度向上が図られている。なお、Fig. 6 の着力点高さは鉛直上方を正としている。

Fig. 5 と Fig. 6 を見ると、次のような傾向がわかる。

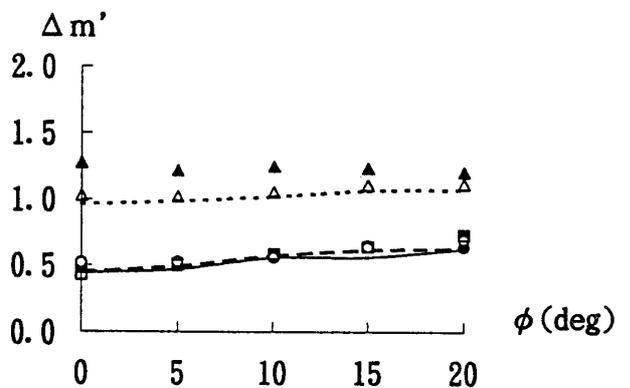
- (1) 幅広浅喫水な船型なので、スケグなしの場合付加質量係数が小さく、また着力点が高いが、スケグを付けるとその特徴はかなり緩和される。
- (2) スケグ付の場合、船底勾配の大きい模型の方が付加質量係数が大きい、スケグなしの場合は、船底勾配によらずほぼ一定である。
- (3) 一部を除き、傾斜角による付加質量と着力点の変化は、比較的小さい。
- (4) スケグ付の場合を除き、振幅に対する依存性は小さく、線形計算値との一致度はよい。

水圧  $P_{a1}$  についても  $Y_{a1}$  と同様に計算し、運動振幅の水頭  $\rho g \bar{y}$  で無次元化した。例として、船底勾配が  $20^\circ$  の模型の計算結果を水圧分布の形で Fig. 7 に示す。横軸の  $\theta$  は Fig. 3 に示した物体固定の角度で、船底中央が  $\theta=0^\circ$ 、直立時の船側と水面の交点が  $\pm 90^\circ$  である。Fig. 7 は  $10^\circ$  傾斜した場合なので、CIEM による計算値は没水している  $\theta=-100^\circ \sim 80^\circ$  の範囲について示している。

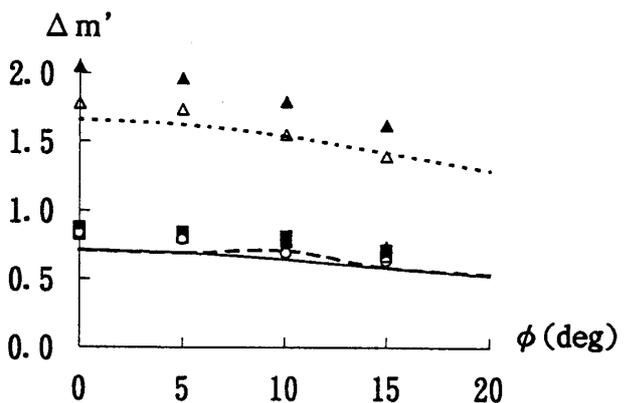
M20 と M20C の水圧分布を見ると、船底中央付近 ( $\theta = \pm 23^\circ$ ) で計算値とのずれが見られ、また、そのずれは運動振幅に依存している、船底中央の角部で剝離している



(a) Models of  $\alpha=10^\circ$

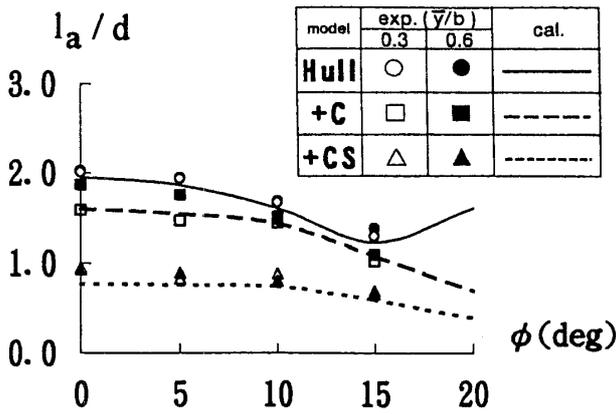


(b) Models of  $\alpha=20^\circ$

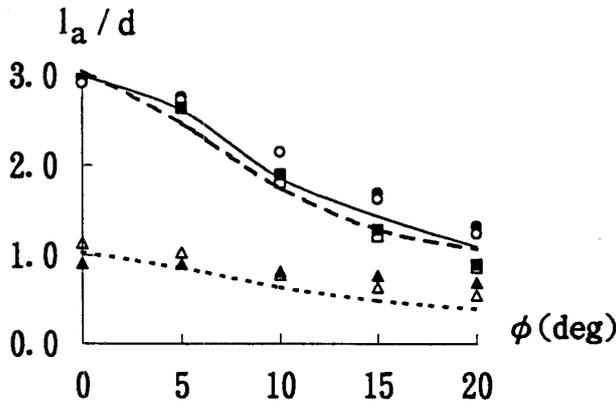


(c) Models of  $\alpha=30^\circ$

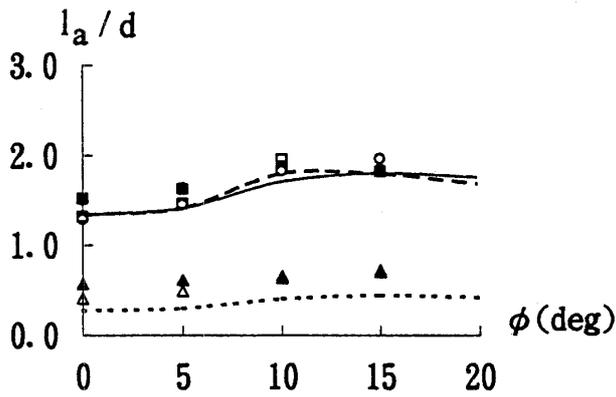
Fig. 5 Added Mass Coefficients ( $f=0.8$  Hz)



(a) Models of  $\alpha=10^\circ$



(b) Models of  $\alpha=20^\circ$



(c) Models of  $\alpha=30^\circ$

Fig. 6 Moment Levers of Added Mass Component ( $f=0.8$  Hz)

ものと考えられる(後述)。また、没水しているチェーン付近( $\theta \approx -90^\circ$ )でも同様のずれが見られる。一方スケグ付の M 20 CS の場合は、中央部よりも船底全体において一致度が悪くなっている。しかし、以上のずれの量はあまり大きなものではないので、(4)で述べたように圧力の積分値としての付加質量係数および着力点高さは、一部を除き計算値とおおむねよい一致を示している。加速度場に関しては、浅喫水船が大振幅左右揺をする場合でも、線形計算が有効であることがわかる。また、傾斜角の影響は比較的小さいので、直立時の流体力係数を用いても実用上の問題は小さいようである。

2.3 減衰力

2.3.1 水圧分布

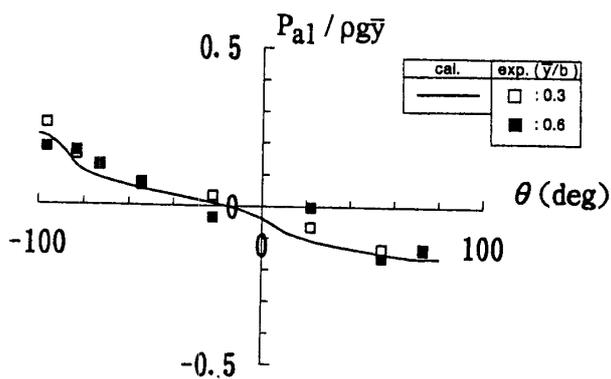
ここでは、まず水圧分布について調べ、流場の様子を検討する。

速度に比例する成分  $P_{a1}$  の無次元値の例として、Fig. 8 の(a)~(c)に船底勾配  $\alpha=20^\circ$  の模型の計測結果を、また、同図の(d)と(e)に  $\alpha=10^\circ$  と  $30^\circ$  のハードチェーン船型の計測結果をそれぞれ示す。すべて傾斜角  $\phi=10^\circ$  の場合である。ただし、添字の  $d$  は運動速度に比例する成分を表す。図には CIEM による計算値も併せて示している。

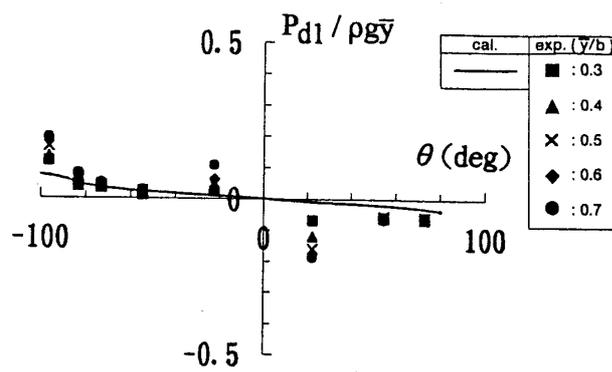
Fig. 8(a), (b)を見ると、Fig. 7 に示した  $P_{a1}$  と同様の傾向を示すことがわかる。すなわち、船底中央部で水圧が正負に変動し、また振幅依存性が見られるので、その位置で剥離が発生しているものと考えられる。また、剥離領域は局所的であって、他の部分は線形理論に近い値を示している。ただし、 $P_{a1}$  よりも  $P_{a1}$  の方が変動は大きい。また、M 20 C では、ハードチェーンに近い船底の  $P_{a1}(\theta=-83^\circ)$  が負の値になっているので、この部分も剥離していると考えてよいであろう。一方 Fig. 8(c)を見ると、スケグ付の M 20 CS では圧力変動が激しく、スケグからの剥離が底面全体に及んでいることがわかる。

このような水圧分布の傾向はすべての模型に共通しているが、水圧変動の大きさや剥離の規模は船底勾配  $\alpha$  に強く依存している。たとえば、スケグのない状態の船底中央の剥離であるが、Fig. 8(d)に示した M 10 C ではほとんど圧力変動が見られないのに対し、Fig. 8(e)に示した M 30 C では圧力変動が大きくまた広範囲であり、スケグ付の M 20 CS と似た分布になっている。また、ここには示していないが、スケグによる剥離も船底勾配が大きいほど規模が大きくなるという結果になっている。

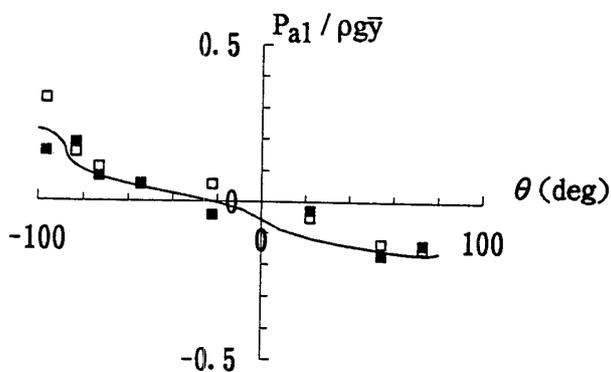
一方、チェーン部の剥離は逆の傾向であって、Fig. 8 の(b), (d), (e)を比較すると、 $\alpha$ の小さい(船側と船底のなす角が鋭い)M 10 C の方が、M 20 C や M 30 C に比べて大きな剥離を起こしていることがわかる。剥離領域はどれもチェーン近傍の局所的なものであるが、レバーが大きい部分なので、後に述べるようにモーメントへの寄与は無視できないものである。



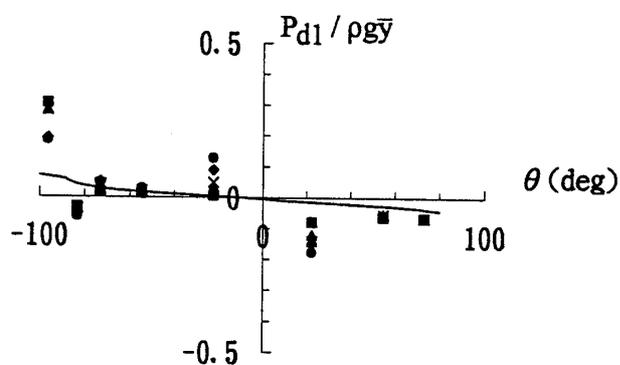
(a) M 20 Model



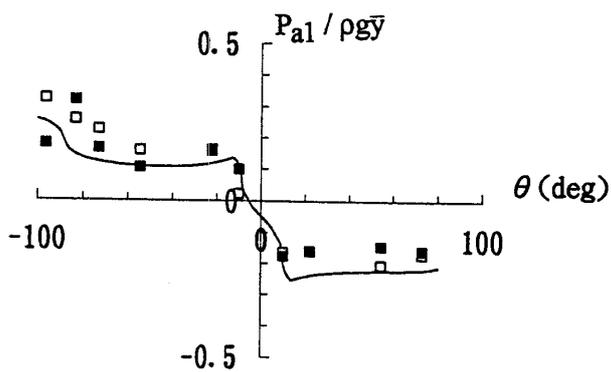
(a) M 20 Model



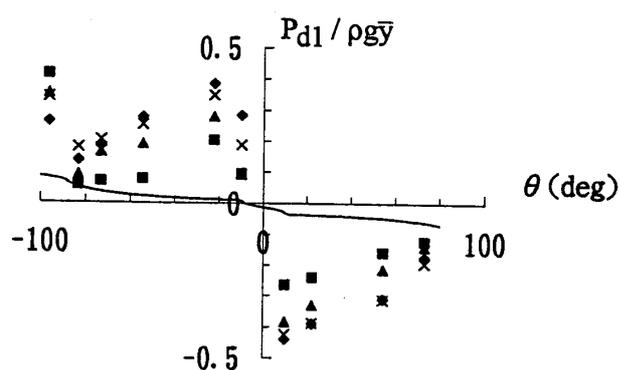
(b) M 20 C Model



(b) M 20 C Model



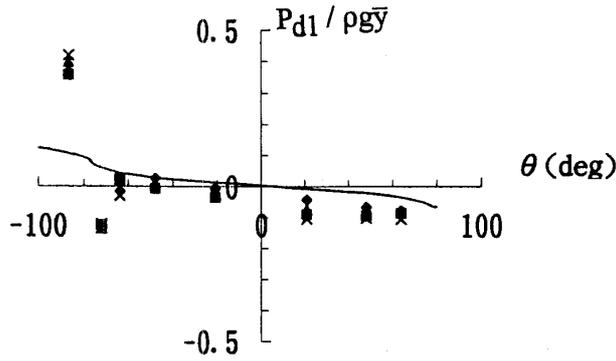
(c) M 20 CS Model



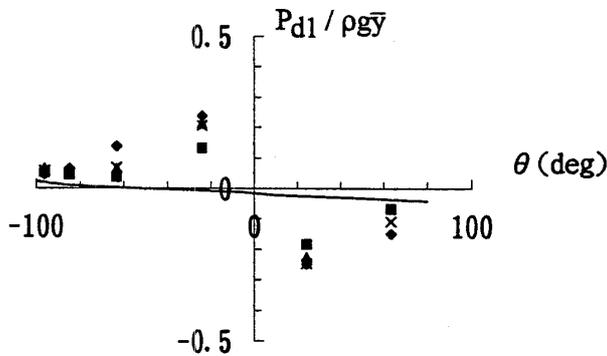
(c) M 20 CS Model

Fig. 7 Pressure Distributions of Added Mass Component ( $\phi=10^\circ, f=0.8$  Hz)

Fig. 8 Pressure Distributions of Damping Component ( $\phi=10^\circ, f=0.8$  Hz)



(d) M 10 C Model



(e) M 30 C Model

Fig. 8 Pressure Distributions of Damping Component ( $\phi=10^\circ$ ,  $f=0.8$  Hz) (continued)

### 2.3.2 減衰力

次に、減衰力について述べる。付加質量の場合と同様に運動速度に比例する成分  $Y_{d1}$  を求め、減衰力係数の無次元値  $Y_d' (= Y_{d1} / \rho \nabla \cdot \sqrt{b/g})$  を計算した。ただし、 $g$  は重力加速度である。傾斜角  $\phi=10^\circ$  の例を、運動振幅を横軸にして Fig. 9 に示す。図中には、実験値を最小自乗法で近似した直線を一点鎖線で示している。また、CIEM による造波減衰係数も示している。このように  $Y_d'$  は振幅に対して直線状に増加し、また、剥離の発生が確認されているので、減衰力  $Y_d$  は、

$$Y_d = B_y \dot{y} + \frac{1}{2} C_d \rho A |\dot{y}| \dot{y} \quad (1)$$

の形になると考えられる。ただし、 $B_y$  は線形減衰係数、 $A$  は水面下横投影面積である。

(1) 式の第 2 項を Fourier 級数展開して基本周波数成分だけを取り出せば、

$$Y_{d1} = B_y + \frac{8}{3} C_d \rho A \bar{y} f \quad (2)$$

となり、 $Y_{d1}$  は振幅  $\bar{y}$  の一次関数となる。従って、実験値を近似した直線の傾きから  $C_d$  を計算することができる。結果を Fig. 10 に示す。

Fig. 8~10 から、次のようなことがわかる。

(1) 左右揺の減衰力は抗力による成分が無視できない。特に、振幅が大きくなるとその成分が顕著になる。

(2) 抗力係数は、大規模な剥離の発生する  $\alpha=30^\circ$  の模型およびスケグ付の模型で大きくなる。

(3) ハードチェーンからの剥離は小さいため、チェーン形状の影響は小さい。ただし、傾斜角が十分に大きくなると、剥離が強くなって抗力係数が増大する場合がある。(Fig. 10(a) の  $\phi=15^\circ$ )

(4) 抗力係数は傾斜角によって変化するが、変化量は比較的小さい。

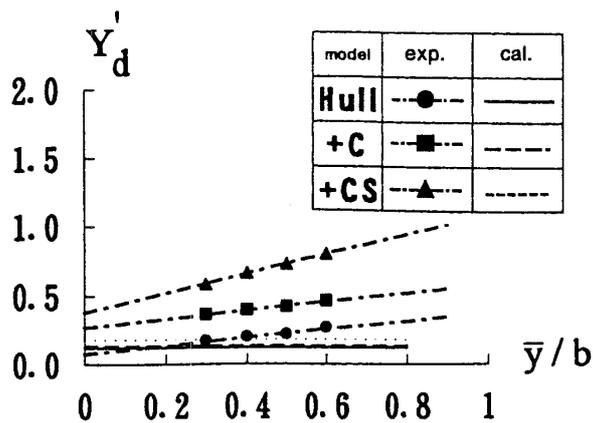
ここで、 $C_d$  値について過去の研究と比較してみる。田中等<sup>3)</sup>は、スケグ付の二次元円柱を強制横揺させてスケグの  $C_d$  を評価しており、 $C_d=3\sim 6$  という値を得ているが、本実験のスケグ付の模型でも同程度の値となっている。このことは、Fig. 8 の水圧分布でスケグからの剥離が支配的であったことと符合する。また田中等<sup>9)</sup>は、無限流体中で二次元四角柱を強制左右揺させて流体力を計測している。それによれば、運動方向に長辺を持つ 1:2 の長方形では、低 KC 数において  $C_d \approx 2$  という値になっており、スケグなしの本実験の値に近いものとなっている。さらに、同じ四角柱について角の丸みと迎角の影響を検討しており、角を丸くするにつれて  $C_d$  が小さくなること、迎角の増大につれて  $C_d$  が大きくなることを報告しているが、この点に関しては本実験の傾向は異なったものとなっている。その原因としては、剥離点が流れ前面の角(チェーン部)と船底中央の 2 カ所にあることと、傾斜によって水面下の形状が変化することが考えられる。

なお、傾斜時には水面下の形状が左右非対称になるので、後に述べる横流れ試験と同様に、左右揺時の抗力係数も非対称になる可能性があるが、本実験では顕著に現れなかった。その原因としては、KC 数が小さい ( $KC = V_{\max} T / 2b = \pi \bar{y} / b = 0.6 \sim 3.1$ ,  $V_{\max}$ : 最大速度,  $T$ : 周期) ために放出された渦が模型付近に留り、その複雑な流場が非対称性を緩和したことなどが考えられる。ここでは、 $C_d$  は運動方向によらず一定として取り扱った。

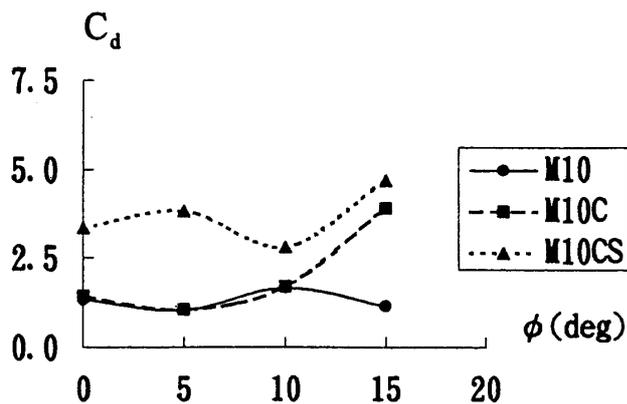
### 2.3.3 線形理論による造波減衰力と実験値との比較

最後に、減衰力の線形成分について検討する。(2) 式より、実験値の近似直線の  $y$  切片が  $B_y$  に等しいとして、線形減衰係数の無次元値  $B_y' (= B_y / \rho \nabla \cdot \sqrt{b/g})$  を計算した。CIEM による造波減衰係数の計算値と併せて、結果を Fig. 11 に示す。

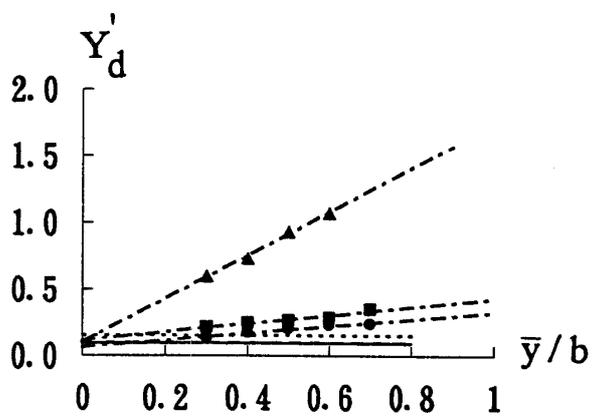
これを見ると、 $B_y'$  の実験値は計算値とかなり異なってい



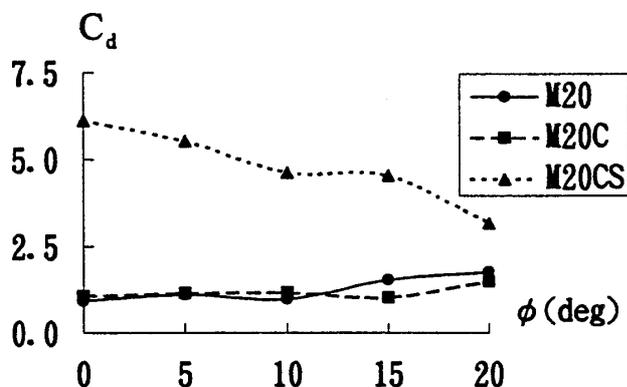
(a) Models of  $\alpha=10^\circ$



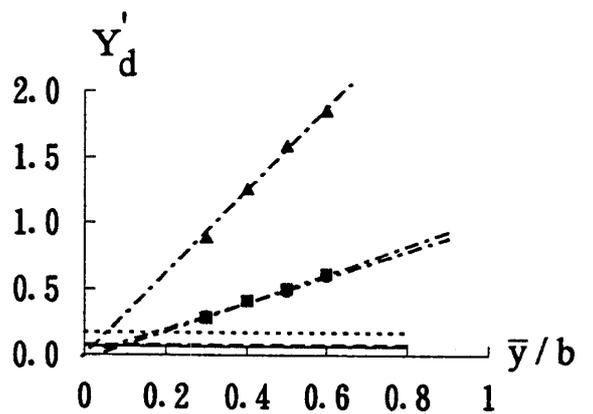
(a) Models of  $\alpha=10^\circ$



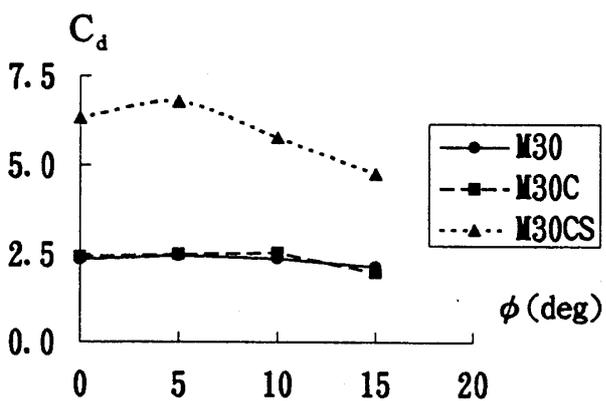
(b) Models of  $\alpha=20^\circ$



(b) Models of  $\alpha=20^\circ$



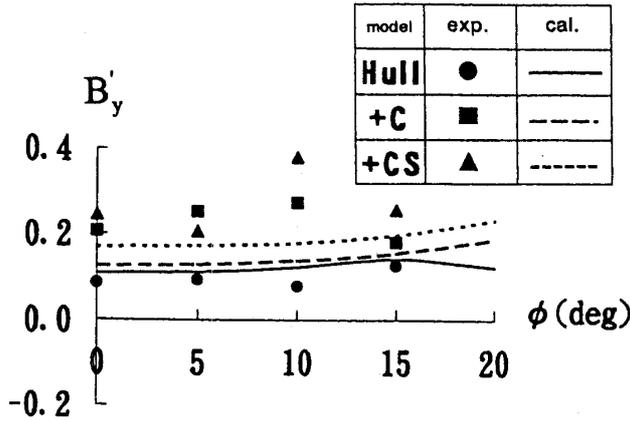
(c) Models of  $\alpha=30^\circ$



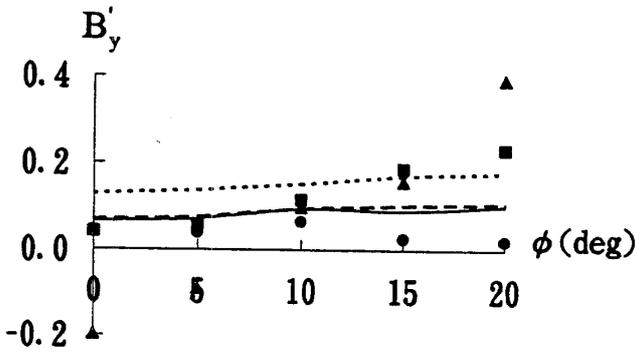
(c) Models of  $\alpha=30^\circ$

Fig. 9 Damping Coefficients vs Sway Amplitudes ( $\phi=10^\circ, f=0.8$  Hz)

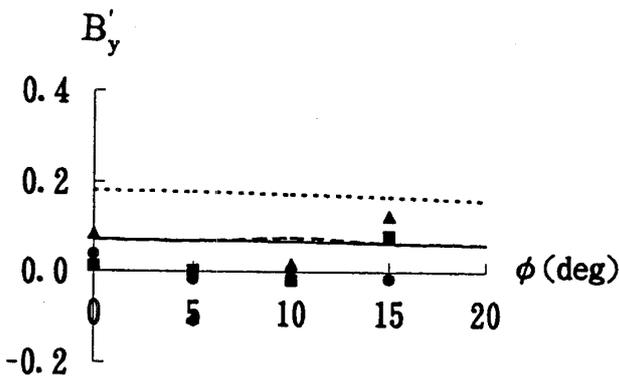
Fig. 10 Drag Coefficients of Sway Motion ( $f=0.8$  Hz)



(a) Models of  $\alpha=10^\circ$



(b) Models of  $\alpha=20^\circ$



(c) Models of  $\alpha=30^\circ$

Fig. 11 Linear Damping Coefficients ( $f=0.8$  Hz)

る。また、しばしば負の値になることは不合理である。さらに、チェーン形状による違いを見ると、実験値はラウンドチェーン船型よりもハードチェーン船型の方がかなり大きい。目視によると、前者よりも後者の方が船側の相対水位変動が明らかに大きいので、造波減衰力の増加は事実のようである。しかし、計算値ではほとんど差が出ないので、線形理論では説明がつかない。

この問題を調べるため、いくつかの船型について振幅を細かく変化させた追加実験を行った。線形減衰成分がマイナスになる例を Fig. 12 に、チェーン形状を比較した例を Fig. 13 に示す。ただし、実験装置の都合から、動揺周波数  $f$  は  $f=0.43$  Hz である。これらの図を見ると、 $\bar{y}/b=0.2(KC=0.63)$  付近を境として実験点の傾向が異なっていることがわかる。大振幅側では直線上になっているが、振幅が小さくなるにつれて近似直線からはずれるようになり、線形造波減衰成分の計算値に近づく。従って、このような船型の左右揺では、線形理論の適用範囲がかなり限ら

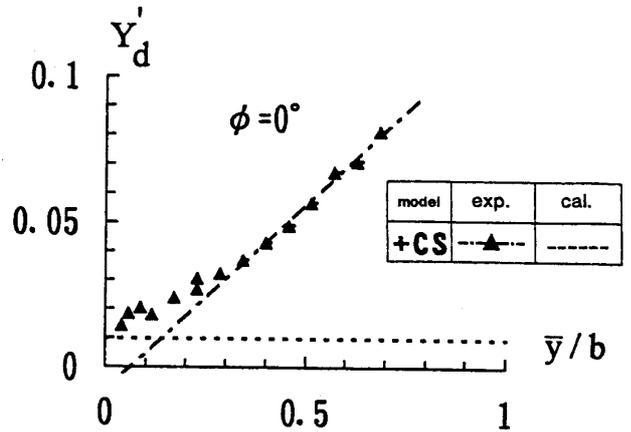


Fig. 12 Damping Coefficients of M 20 CS Model vs Sway Amplitudes ( $\phi=0^\circ, f=0.43$  Hz)

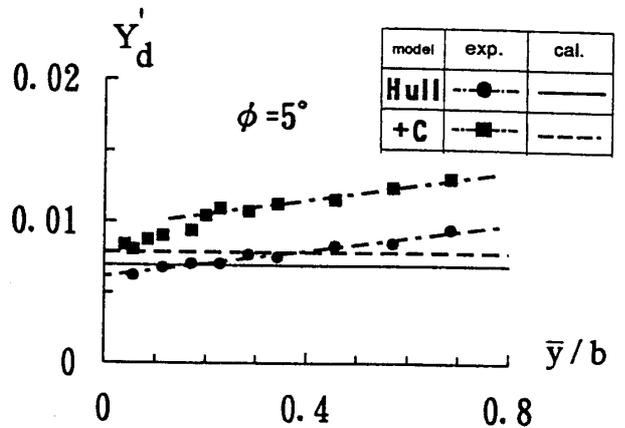


Fig. 13 Damping Coefficients of M 10 and M 10 C Models vs Sway Amplitudes ( $\phi=5^\circ, f=0.43$  Hz)

れるようである。

境界となる  $\bar{y}/b=0.2$  は、剥離の発生や渦の放出に関するひとつのしきい値とも考えられるが、詳しくは流れの可視化を行って流場の構造を把握する必要がある。小型船の左右揺減衰力の評価法を確立するには、その他に自由表面近傍の渦の挙動など解決すべき課題が多い。今後検討して行くこととしたい。

#### 2.4 減衰力の着力点

付加質量の場合と同様に、速度に比例する水平力  $Y_{d1}$  とモーメント  $M_{d1}$  から、減衰力の着力点  $l_d$  を計算した。ただし、モーメントには船型の非対称性の影響が大きく現れており、傾斜した模型で計測される時間波形は必ずしもプラスマイナス対称ではない。これについては、前報<sup>2)</sup>で述べたように、船が傾斜した方向に移動する場合と逆方向とで着力点高さ (=モーメントのレバー) が異なると仮定すれば、おおむね説明できるようなのである。すなわち、減衰力  $Y_d$  が単振動すると仮定して、

$$Y_d = \bar{Y}_d \cos(\omega t)$$

$$M_d = \begin{cases} \bar{Y}_d \cdot l_{d+} \cdot \cos(\omega t) & \cos(\omega t) \geq 0 \\ \bar{Y}_d \cdot l_{d-} \cdot \cos(\omega t) & \cos(\omega t) \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

とする。この  $M_d$  を Fourier 級数展開し、

$$M_d/\bar{Y}_d = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos(n\omega t)$$

とすると、各係数は、

$$\begin{aligned} a_0 &= 1/\pi \cdot (l_{d+} - l_{d-}) \\ a_1 &= 1/2 \cdot (l_{d+} + l_{d-}) \\ a_2 &= 2/3\pi \cdot (l_{d+} - l_{d-}) \\ a_3 &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

のようになる。基本周波数以外の  $a_0, a_2, a_3$  は、必ずしもレバーの非対称性だけから生じるものではないが、実験値を調べると  $a_0 = 3/2 \cdot a_2$  の関係がおおむね成り立つので、上記のように仮定しても大過ないと思われる。

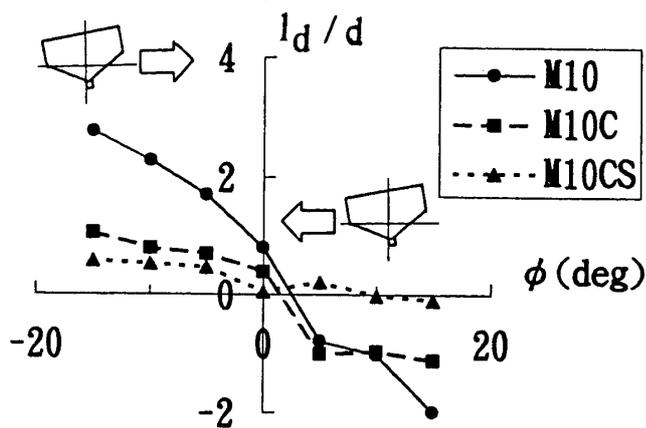
そこで、(4)式の  $a_0$  と  $a_1$  から  $l_{d+}$  と  $l_{d-}$  を計算し、結果を傾斜角  $\phi$  の符号に置き換えた。すなわち、傾斜した方向に運動する場合の  $l_d$  を  $\phi > 0$ 、逆方向に運動する場合を  $\phi < 0$  として整理した。結果を Fig. 14 に示す。ただし、振幅依存性はあまり大きなものではなかったため、運動振幅  $\bar{y}/b=0.6$  のものだけを示した。

この図から次のことが言える。

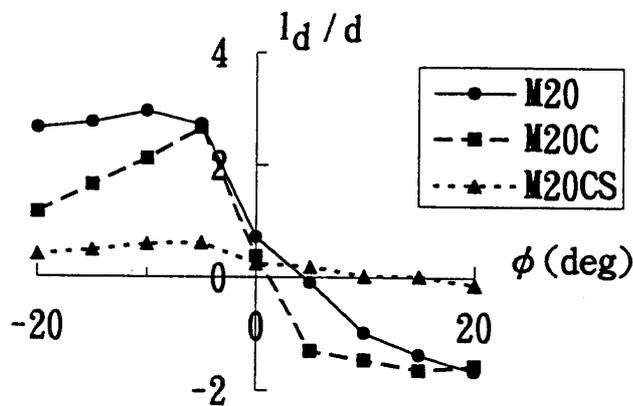
(1) 減衰力の着力点の傾斜角による変化は、大規模な剥離が発生しない船型 ( $\alpha=10^\circ, 20^\circ$ , スケグなし) において大きい。傾斜した方向に運動するときに着力点が低くなり、傾斜を大きくする方向にモーメントが作用する。

(2) 大規模な剥離が発生する船型では、着力点の傾斜角による変化は小さい。着力点はほとんど水面上にある。

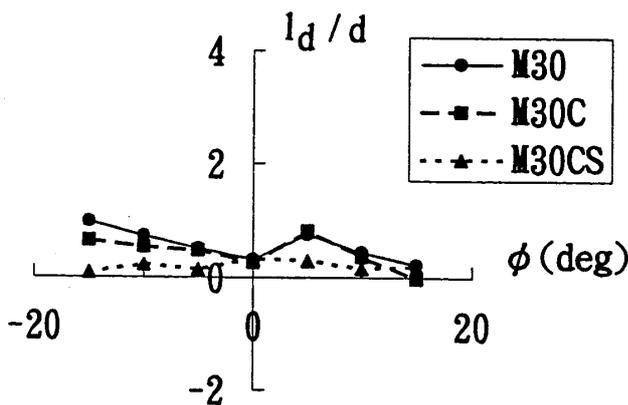
小型船は一般に重心が水面上の比較的高い位置にあるため、着力点が低くなると傾斜偶力のレバーが大きくなる。従って、傾斜した方向に横流れする瞬間には、大きな傾斜



(a) Models of  $\alpha=10^\circ$



(b) Models of  $\alpha=20^\circ$



(c) Models of  $\alpha=30^\circ$

Fig. 14 Moment Levers of Damping Component ( $f=0.8$  Hz,  $\bar{y}/b=0.6$ )

モーメントが作用することになる。

上に述べた船型による違いを、圧力分布の面から検討してみる。Fig. 8 に示した  $P_{d1}$  は、傾斜した方向への運動速度が最大になる瞬間の圧力分布と見なすこともできるので、Fig. 8 から船型の比較を行う。

チェーン形状の影響を調べるため M 20 と M 20 C を比較すると、M 20 C の方が船側 ( $\theta = -97^\circ$ ) の圧力が高く、また、チェーン近傍の船底 ( $\theta = -83^\circ$ ) に負圧が発生している。両方とも傾斜を大きくする方向であり、またモーメントレバーが大きいため、Fig. 14 (b) に示すような差が生じたと考えられる。一方 M 20 CS では、スケグの側面 ( $\theta = \pm 10^\circ$ ) の圧力差が傾斜を大きくする方向に作用するが、底面の圧力はその逆方向に作用する。ここで使用したような幅広浅喫水船では、後者の寄与の方が大ききはたらき、着力点を高い位置にさせたものと考えられる。

さらに詳細な議論をするためには、運動の各瞬間における水圧分布を把握することが必要である。しかし、本実験では容量 1 気圧の歪ゲージ式の水圧計を使用して、容量の 1% 未満の量を計測している。そのため、水の攪拌による温度ドリフトの影響を取り除くことができず、水圧の直流成分を計測することができなかった。この点については、2.3.3 で述べた点とともに今後の課題としたい。

### 3. 横流れ時の抗力と着力点

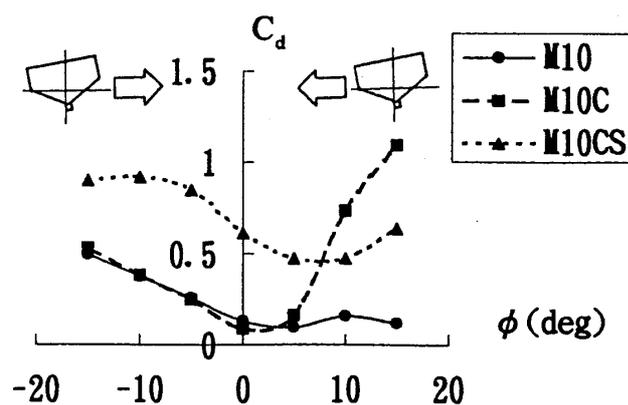
実船が転覆に至るような海象では、出会周期成分の運動に、風による傾斜と横流れが重なるものと考えられる。前報<sup>2)</sup>では、プレジャーボートの三次元模型を用いて強制横流れ試験を行い、(1) 左右揺の場合と同様に傾斜した方向へ横流れすると抗力の着力点が低くなること、(2) その結果傾斜角は風速の 2 乗ではなく 3 乗に比例すること、を確認した。

ここでは、そのような性質が船底勾配や付加物によってどう変化するかを調べるため、強制左右揺試験で使った二次元模型を一定速度で真横に曳航して流体力の計測を行った。この場合も、エンドプレートによって流れの二次元性を保っている。実験した横流れ速度  $V$  は、造波成分を押しさえるため  $V = 0.1 \sim 0.4$  m/s とした。

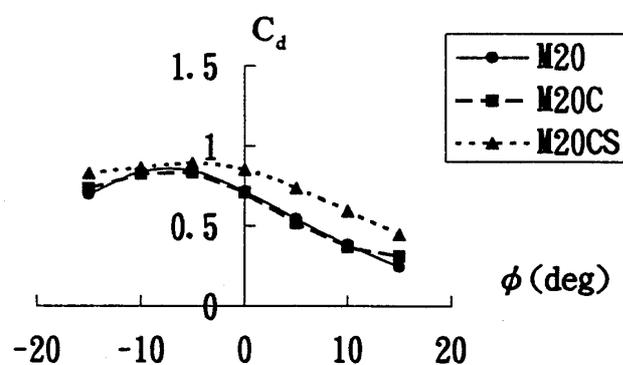
ここでは、前に述べた理由から水圧の計測は行っていない。しかし、一定速度で横流れする場合も、剝離層や渦が十分に発達することを除けば、左右揺試験で把握された剝離の発生状況が、基本的に成立するものと考えられる。また以下に示すように、そう仮定することで実験結果を合理的に説明することができる。

#### 3.1 抗力係数

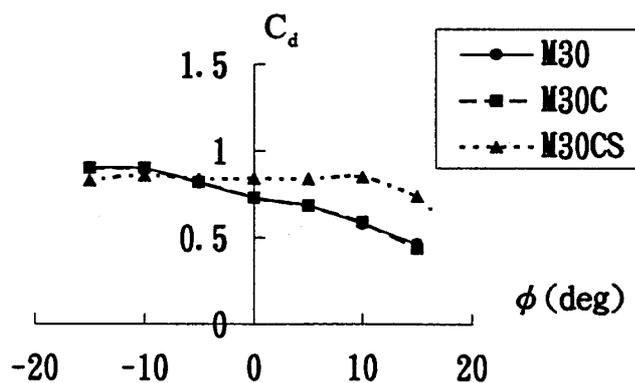
横流れ速度による水平力  $Y$  の変化を最小自乗法で評価し、抗力係数  $C_d (= Y / 0.5 \rho V^2 A)$  を計算した。結果を Fig. 15 に示す。このうち M 10 と M 10 C は、後述するように他とは異なった傾向を持っているので、他の 7 つの船型につ



(a) Models of  $\alpha = 10^\circ$



(b) Models of  $\alpha = 20^\circ$



(c) Models of  $\alpha = 30^\circ$

Fig. 15 Drag coefficients of Drift Motion

いてまず述べることにする。全般的に次のようなことが言える。

(1) 傾斜方向と逆の方向に横流れする場合( $\phi < 0^\circ$ )は、船型や付加物の有無にかかわらず  $C_d = 0.85$  付近で安定している。

(2) 傾斜方向に横流れする場合( $\phi \geq 0^\circ$ )は、 $\phi$ の増加につれて  $C_d$ が小さくなる傾向にある。また、スケグの影響が無視できなくなる。

(3) チェーン形状の影響はほとんど見られない。

左右揺試験の結果を考慮に入れながら流場を考えることにする。まず、スケグの影響が小さいことは、左右揺との大きな違いであり、船底中心で流れが安定して大規模に剥離していることを示唆している。左右揺の場合、スケグなしの M 20 と M 20 C の剥離領域は限られていたが (Fig. 8 (a), (b) 参照)、横流れの時は剥離が十分に発達するので、スケグ付とほとんど差がなくなったと考えられる。船側から剥離点までの距離を用いたレイノルズ数  $Re (= Vb/\nu)$  が、 $Re = 3.2 \times 10^5 \sim 1.2 \times 10^6$  であること、自由表面の影響で流れが乱されることを考えると、臨界レイノルズ数を越えて乱流剥離が生じているものと思われる。また、チェーン形状の影響が小さいことは左右揺の場合と同様であって、ハードチェーンからの剥離が小規模であることを示している。

(2) は、スケグ付の模型の左右揺にも見られた現象である (Fig. 10 参照)。台形などを用いた実験<sup>9)</sup>では、剥離点が下流側に移ることによって低圧の渦の巻き込みが模型から離れることにより、 $C_d$ が小さくなることが報告されている。この場合も、 $\phi$ が大きくなると船底中央 (= 剥離点) が下流側に移るので、台形と同様な現象が主原因ではないかと考えている。また、鷲尾等<sup>10)</sup>によれば、横風が強くなって傾斜が大きくなると高速艇は横流れを起こしやすくなるが、Fig. 15 はその傾向を裏付けている。

なお、M 10 C の  $\phi \leq 5^\circ$  と M 10 では  $C_d$ が非常に小さくなっているが、これは、左右揺実験でも見られたように、キール部の頂角が大きい (鈍い) ため剥離がほとんど起こらないためと考えられる。しかも、M 10 の  $\phi \geq 0^\circ$  では水平力  $Y$  が必ずしも  $V^2$  に比例せず、また実験の再現性も十分でなかったため、剥離の位置や大きさが不安定であることがわかる。傾斜角  $\phi$  が  $10^\circ$  以上になると M 10 C の  $C_d$  だけが急激に大きくなるが、これは左右揺の場合と同様に (Fig. 10 (a) 参照)、チェーン部から大きく剥離し始めるものと解釈できる。

### 3.2 着力点

横流れ速度  $V = 0.4$  m/s の時の着力点高さの無次元値  $1/d$  を Fig. 16 に示す。ただし、Fig. 16 (a) の縦軸が (b)、(c) と異なることに注意されたい。

全般的な傾向としては、次のことが言える。

(1) チェーン没水角  $\phi_c$  (= 横流れの前面のチェーン部が

十分に没水する傾斜角、 $\alpha = 10^\circ$  では  $\phi_c = -5^\circ$ 、 $\alpha = 20^\circ$  では  $\phi_c = 5^\circ$ 、 $\alpha = 30^\circ$  では  $\phi_c = 15^\circ$ 、Fig. 4 参照) を境として、着力点の傾向が変化する。 $\phi < \phi_c$  (横流れ方向と逆の方向に傾斜) では変動が少なく、また船型による差も小さい。 $\phi > \phi_c$  では、 $\phi$  が大きくなるほど着力点が低くなる傾向にあり、また、チェーン形状による差が見られるようになる。

(2) 船底勾配の小さい船型の方が変動が大きい。

(3) スケグ付の模型は、スケグなしのものに比較して着力点が水線近傍にあり、変化が少ない。

なお、横流れ速度の影響は M 10 と M 10 C の場合に大きかったが、これは前に述べたように、不安定な剥離状況が速度によって変化するためであろう。他の 7 種類の船型では、速度の影響は小さかった。

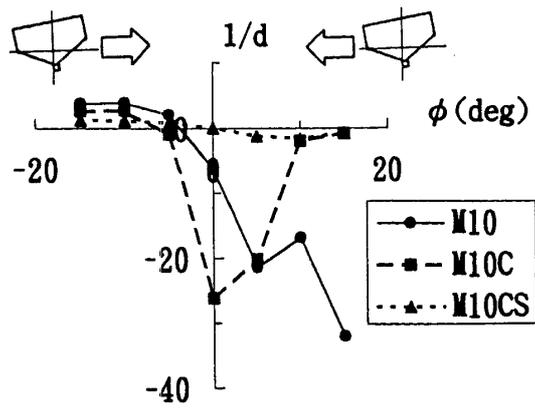
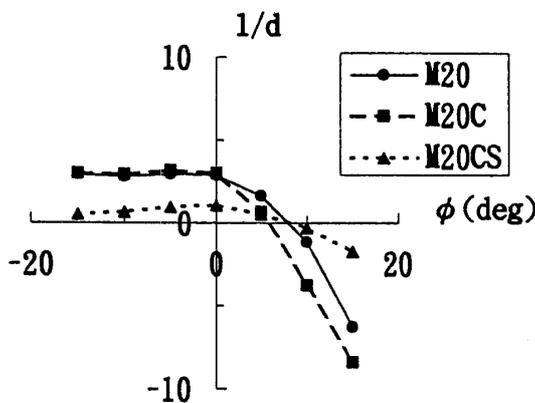
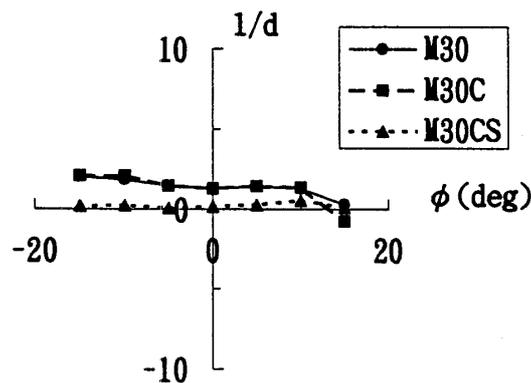
(1) の性質は、Fig. 16 にはっきりと現れている。 $\phi < \phi_c$  のときに着力点が安定していることは、圧力分布形状が相似であることを意味しており、3.1 で指摘した「安定した剥離」を裏付けている。速度依存性が小さいこともあり、流れは船底中央で剥離し、その背面側は剥離層に覆われていると考えられる。

また、 $\phi > \phi_c$  では、 $\phi$  が大きくなるほど着力点が低くなる。剥離を伴うハードチェーン船型の場合は、船側に作用する正圧とチェーン近傍の船底に作用する負圧が、ともに大きくなるものと思われる。一方、ラウンドチェーン船型も同様の傾向を示す。これは、船側に作用する正圧の影響と考えられるが、ラウンドチェーンからも小規模な剥離が生じる可能性があるため、さらに検討が必要である。

なお、M 10 C の模型は他と異なる傾向を持っており、着力点は低くなった後で再び高くなる。これは、3.1 で述べたように、流れと底面のなす角が大きくなるので、ハードチェーンから剥離が発生するためである。スケグ付の船型の値に近づくことから、大規模な剥離が発生すると考えることができる。SR 17 では数種類の船型についての同様の実験を行っている<sup>11)</sup>。その報告によれば着力点は  $\phi = 0^\circ \sim 10^\circ$  で最も低く、さらに傾斜すると急激に上昇しており、本実験の M 10 C の傾向によく合っている。通常船型では、箱形でビルジキールの付いた断面形状が船体の主要部分を占めるので、M 10 C と同様の傾向を示すものと考えられる。

(3) のスケグの効果は、2.4 で述べたことと同様である。すなわち、スケグ前面と背面の圧力差による傾斜方向のモーメントと、スケグ近傍の底面に作用する逆方向のモーメントが存在するが、幅広浅喫水船の特徴から後者の影響の方がより大きくなったものと考えられる。

なお、M 10 および M 10 C で着力点が極端に低くなるのは、計算式  $l_a = M_d/F_d$  の分母が小さくなる影響が大きい。流場が大きく変化することを示しているが、モーメント自体が急激に変化するわけではないことを付記しておく。

(a) Models of  $\alpha=10^\circ$ (b) Models of  $\alpha=20^\circ$ (c) Models of  $\alpha=30^\circ$ Fig. 16 Moment Levers of Drift Motion  
( $V=0.4$  m/s)

## 4. 考 察

以上の実験結果から、小型船の横運動を考える際には抗力成分が無視できず、特にそのモーメントの非線形性、非対称性が重要であることがわかる。

角のある物体の剥離点および抗力係数は、 $R_e$ の影響が小さいと言われている。この模型の10倍程度までの実船を考えると、 $R_e$ の増加は高々1桁強であり、またKC数は変わらないので、本実験の傾向はおおむね成立するものと考えてよいであろう。小型船の重心位置は、一般に水面上の高い位置にある。従って、着力点が高い位置にあれば安全側である。しかし、本実験で見られたように、傾斜した方向に運動するときに着力点が下がることは、傾斜偶力のレバーが大きくなって、ますます傾斜を助長することになる。合理的な復原性基準を考えるためには、船型によって着力点高さが通常仮定する半喫水の位置よりかなり低くなり得ることを考慮に入れる必要がある。

着力点の低下は、剥離領域が大きくなるスケグ付の船型や船底勾配が $30^\circ$ の船型では、ほとんど見られない。また、スケグは付加質量と抗力を大幅に増加させるので、左右揺や横流れそのものを小さくする効果がある。従って、推進性能や操縦性能上の問題を生じない範囲で、スケグやフィンのようなものを取り付けることが、横波による転覆を防ぐ上で有効と考えられる。

## 5. 結 言

船底勾配の異なる3種類の小型船二次元断面模型にハードチェーンとスケグを着脱し、合計9種類の船型を使用して、大振幅左右揺による流体力を計測した。また、速度一定の横流れによる抗力とモーメントについても、その特性を調べた。その結果、次のことが明らかとなった。

- (1) 左右揺の付加質量およびそのモーメントは、線形の積分方程式法でおおむね評価できる。
- (2) 左右揺の減衰力には振幅による強い非線形性が存在し、抗力成分を無視できない。
- (3) 左右揺の減衰力の着力点は、傾斜角の増加によって大きく低下する場合がある。傾斜した方向に運動する時に着力点が低くなる傾向である。
- (4) 横流れによる抗力の着力点も、傾斜角によって大きく変化する場合があり、やはり、傾斜角の増加によって着力点は低くなる傾向である。
- (5) 着力点の低下は、チェーン近傍の剥離に伴う船底圧力の低下および船側水圧の増加に関係している。スケグ付の船型や船底勾配が大きい船型など、大規模な剥離を伴う場合には現れない。

本論文では、左右揺と横流れによる流体力の非線形を剥離現象によって説明したが、剥離の影響は角のある船型の縦運動においても無視できないという指摘<sup>12)</sup>もある。この

ような問題は、高速船型が増加するにつれてますます重要になるものと思われる。

ここでは左右揺の Radiation 流体力だけを扱ったが、今後は横揺による Radiation 流体力や Diffraction 流体力についても検討を行い、横波中の運動計算を行う予定である。ただし、小型船は水面の上下動に極めてよく追随するので、上下揺を拘束しないなどの工夫が必要と考えている。また、剥離を伴う現象なので、Radiation 流体力と Diffraction 流体力、あるいは横流れによる流体力との線形重ね合わせが成り立つかどうか問題である。さらに検討を行い、風波併存時の小型船の横運動の合理的な推定手法について研究を進める予定である。

最後に、二次元 Radiation 流体力の計算に当たってご助力をいただいた船舶技術研究所運動性能部原口富博研究室長、ならびに実験にご協力いただいた日本大学大学院海洋建築工学科渡辺健二氏に感謝致します。

#### 参 考 文 献

- 1) 石田茂資, 安野三樹雄, 高石敬史: 小型船の横波中転覆機構に関する模型実験, 日本造船学会論文集, 第 167 号, 1990
- 2) 石田茂資: 小型船の横波中転覆機構に関する模型実験(その 2, 左右揺の減衰力とその着力点の非線形性について), 日本造船学会論文集, 第 174 号, 1993
- 3) 田中紀男他: 小型漁船の横揺れ特性に関する研究(1)~(4), 関西造船協会誌, 第 187 号(1982), 第 189 号(1983), 第 194 号(1984), 第 196 号(1985)
- 4) 池田良穂, 河原由紀恵, 横溝幸治: 小型ハードチェーン艇の横揺れ特性に関する研究, 関西造船協会誌, 第 218 号, 1992
- 5) 池田良穂, 三木寛人: 横揺れ・左右揺れする船体に働く粘性流体力, 関西造船協会誌, 第 187 号, 1982
- 6) 慎燦益: 傾斜船の横波中の運動について, 西部造船会々報, 第 63 号, 1982
- 7) 原口富博, 大松重雄: 水面と直交しない浮体の動揺問題の解法と Irregular Frequency の簡易な除去法, 西部造船会会報, 第 66 号, 1983
- 8) 田中紀男, 池田良穂, 西野公夫: 振動する各種二次元柱体に働く粘性流体力, 第 6 回海洋工学シンポジウム, 1982
- 9) 林正徳, 麻生茂: 剥離を伴う物体の抗力について, 第 1 回推進性能研究委員会シンポジウム, 1985
- 10) 鷺尾祐秀, 土井明: 高速艇船型の復原性に関する一考察, 西部造船会々報, 第 82 号, 1991
- 11) 船舶の波浪中における復原性に関する研究, SR 17 報告書, 1959
- 12) Odd M. Faltinsen: On Seakeeping of Conventional and High-Speed Vessels, Journal of Ship Research, Vol. 37, No. 2, 1993
- 13) 貴島勝郎, 田中進: かどに丸みを有する矩形断面に働く Cross Flow Drag に関する研究, 日本造船学会論文集, 第 172 号, 1992
- 14) 日本小型船舶検査機構: 小型船舶の復原性の諸問題に関する調査研究委員会報告書, 1992