

横波を受けるスーパータンカーの drifting, swaying および rolling によってドルフィンに働く衝撃力に関する研究

永井荘七郎*・小田 一紀**・重藤 宗之***

1. 緒 言

オイルタンカーの大きさは近年急激に増大し、1968年8月には312000 DWTのタンカーがわが国で建造され、ペルシャ湾とBantry湾（アイルランド）との間に就航している。さらに500000 DWTタンカーのためのドルフィンの設計も行なわれている。

しかるにわが国および外国の主要港は、このように大きな船舶を収容するだけの水深がなく、満載吃水が19～20 m以上にもなる20万 DWT以上の船舶になると、外海の波浪に直接さらされる沖合にドルフィンを作ることを余儀なくされている。

このような sea-berth に繋留された船舶は、波浪によって鉛直方向に heaving, 船首尾方向に surging, これと直角方向に drifting および swaying を、また垂直軸のまわりに yawing, 縦軸のまわりに rolling, 横軸のまわりに pitching を行なう。

石油の積込みや陸揚げの最中に、天候が急変し、海が荒れると、このような船体の諸運動によって船体がドルフィンに衝突し、ドルフィンに大きな衝撃力を与える。とくに drifting, swaying, rolling および yawing が大きな衝撃力を与える原因になると考えられる。

従来のドルフィンの設計では、接岸作業中にタンカーの接岸速度 $v=15\sim20$ cm/sec によってドルフィンに働く衝撃力を最大外力として採用してきた。

しかし外海の波浪を直接受けるような沖合に建造されるドルフィンにおいては、接近速度による衝撃力のほかに船体の波による運動によって発生する衝撃力を考慮することが必要となってくる。

2. 研究の目的

この研究は off-shore dolphin に繋留されたスーパータンカーの波やうねりによる運動およびその運動によって船体がドルフィンに衝突して与える衝撃力についての理論的な考察ならびに実験による検討を目的とした。

問題を簡単化するために、波は船体に対して横波に制

限した。また対象船舶はほぼ20万 DWT以上とし、ドルフィンが建設される場所の水深を $h=20\sim30$ m とした。波の周期 $T_w=5\sim13$ sec, 波高 $H_0=1.5\sim3.0$ m を対象とした。

実験は下記の20万 DWTタンカーの縮尺1/40の模型と船体中央1/3の縮尺1/40および1/20の模型を用いた。

重量トン(満載)	200000 t
船 長 L_{OA}	330 m
L_{PP}	300 m
船 幅 B	52 m
深 さ D	26 m
吃水(満載) d	18.2 m

3. 理論的考察

(1) 仮 定

横波による船体の運動を求めるのにつぎの仮定を設ける。

- 波動は微小振幅波理論にしたがう
- 水深は一様である
- 現象を2次元的に考え、波は船体前面で一部反射し、一部船体の下を透過あるいは船体の運動によって船体背面に伝達され、船首および船尾による回折波は考えない。
- 入射波、反射波および透過波はそれぞれ次式のように仮定する。

$$\text{入射波の波形 } \eta_i = \frac{H_i}{2} \sin(mx - nt) \cdots \cdots (1)$$

$$\text{反射形の波形 } \eta_r = \frac{H_r}{2} \sin(mx + nt + \delta_r) \cdots \cdots (2)$$

$$\text{透過波の波形 } \eta_t = \frac{H_t}{2} \sin(mx - nt + \delta_t) \cdots \cdots (3)$$

ここに、

H_i, H_r, H_t : 入射波、反射波、透過波の波高

$m = \frac{2\pi}{L}$, L : 波長, $n = \frac{2\pi}{T_w}$, T_w : 波の周期

δ_r, δ_t : 入射波に対する反射波、透過波の位相差

- 船体の運動において上下運動は無視する
- 船体の回転運動の中心は船体の重心とする

(2) 船体に働く波力およびモーメント

a) 波形と速度ポテンシャル

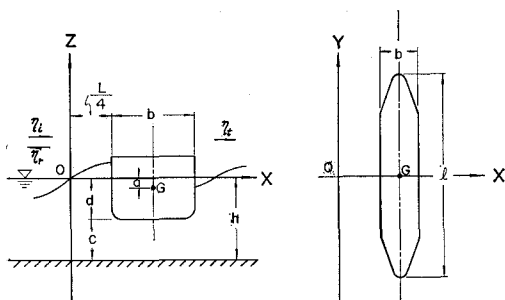
図-1に示すように、 x 軸の原点を船体の前面より $L/4$ の位置にとり、入射波に対する反射波の位相差 δ_r

* 正会員 工博 大阪市立大学教授 工学部

** 正会員 工修 大阪市立大学講師

*** 正会員 日立造船 鉄構設計部

図-1 座 標 系



$=2\pi$ と仮定し、透過波は入射波に対して位相差はない ($\delta_t=0$) と仮定する。

船体前面および背面における水面の時間的変動 η_1, η_2 および速度ポテンシャル ϕ_1, ϕ_2 は次式で与えられる。

$$\eta_1 = \eta_i + \eta_r = \frac{H_1}{2} \cos nt \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\eta_2 = \eta_t = \frac{H_2}{2} \cos(mb - nt) \quad \dots\dots\dots (5)$$

および

$$\phi_1 = \phi_i + \phi_r = -\frac{H_1}{2} \frac{g}{n} \frac{\cosh m(h+z)}{\cosh mh} \sin nt \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\phi_2 = \phi_t = \frac{H_2}{2} \frac{g}{n} \frac{\cosh m(h+z)}{\cosh mh} \sin(mb - nt) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに、

g : 重力の加速度, b : 船幅, h : 水深

$$H_1 = H_i + H_r, \quad H_2 = H_t$$

b) 船体に働く波力

波動が非常に小さいと考え、静水面 z なる深さの点における圧力を次式で求める。

$$\frac{p}{\rho} = -gz - \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad \dots\dots\dots (8)$$

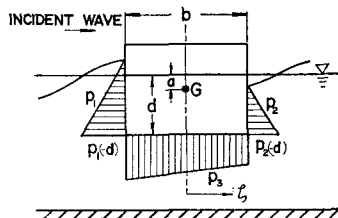
式(6)および(7)を式(8)に代入すると、船体前面および背面の船側に働く波圧強度は次式で与えられる。

$$p_1 = -\omega_0 z + \omega_0 \frac{\cosh m(h+z)}{\cosh mh} \eta_1 \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$p_2 = -\omega_0 z + \omega_0 \frac{\cosh m(h+z)}{\cosh mh} \eta_2 \quad \dots\dots\dots (10)$$

また船底に働く波圧強度 p_3 は、図-2 に示すように近似的に $p_1(-d)$, $p_2(-d)$ を結ぶ直線分布を考えると、次式のように書ける。

図-2 船体のまわりの波圧分布



$$p_3 = \omega_0 d + \omega_0 \left\{ \frac{1}{2} (\eta_1 + \eta_2) + \frac{z}{b} (\eta_1 - \eta_2) \right\} \frac{\cosh m(h-d)}{\cosh mh} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに、

d : 船の吃水

z : 船底に平行で、船底中央に原点を有し、波の進行方向を正とする座標軸

船体前面および背面に働く波圧合力を P_1, P_2 とすると船体全体に波の進行方向に働く波力 ΔP は次式で与えられる。ただし P_1, P_2 は p_1, p_2 を船底から波面まで積分したものであり、波の進行方向に働く波力を正とする。

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_1 + P_2 \\ &= -\frac{\omega_0 l}{2} (\eta_1^2 - \eta_2^2) + \frac{\omega_0 l}{m} \\ &\quad \times \left\{ \tanh mh (\eta_1 \cosh m \eta_1 - \eta_2 \cosh m \eta_2) \right. \\ &\quad \left. + (\eta_1 \sinh m \eta_1 - \eta_2 \sinh m \eta_2) \right. \\ &\quad \left. - \frac{\sinh m(h-d)}{\cosh mh} (\eta_1 - \eta_2) \right\} \quad \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

ここに、 l : 船長

$m\eta$ の値は実用範囲では、ほぼ $m\eta < 0.3$ と考えられるから、 $\sinh m\eta \doteq m\eta$, $\cosh m\eta \doteq 1.0$ とおける。したがって式(12)はつぎのように簡単化される。

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{\omega_0 l}{2} (\eta_1^2 - \eta_2^2) + \frac{\omega_0 l}{m} \left\{ \tanh mh \right. \\ &\quad \left. - \frac{\sinh m(h-d)}{\cosh mh} \right\} (\eta_1 - \eta_2) \quad \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

ところで、

$$\begin{aligned} \eta_1 - \eta_2 &= \frac{1}{2} \sqrt{H_1^2 + H_2^2 - 2H_1 H_2 \cos mb} \\ &\quad \cdot \cos(nt + \theta_1) \quad \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_1^2 - \eta_2^2 &= \frac{1}{8} (H_1^2 - H_2^2) \\ &\quad + \frac{1}{8} \sqrt{H_1^4 + H_2^4 - 2H_1^2 H_2^2 \cos 2mb} \\ &\quad \cdot \cos(2nt + \theta_2) \quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

ここに、

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{H_2 \sin mb}{H_1 - H_2 \cos mb},$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{H_2^2 \sin 2mb}{H_1^2 - H_2^2 \cos 2mb}$$

と書けるから、これらを式(13)に代入すると次式を得る。

$$\begin{aligned} \Delta P &= A_0 + A_1 \cos(nt + \theta_1) + A_2 \cos(2nt + \theta_2) \\ &\quad \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

ここに、

$$A_0 = \frac{\omega_0 l}{16} (1 - e_1^2) e_0^2 H_0^2 \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$A_1 = \frac{w_0 l}{2m} \left\{ \tanh mh - \frac{\sinh m(h-d)}{\cosh mh} \right\} \sqrt{1+e_1^2 - 2e_1 \cos mb} \cdot e_0 H_0 \dots (18)$$

$$A_2 = \frac{w_0 l}{16} \sqrt{1+e_1^4 - 2e_1^2 \cos 2mb} \cdot e_0^2 H_0^2 \dots (19)$$

$$e_0 = \frac{H_1}{H_0}, e_1 = \frac{H_2}{H_1}, H_0 = H_1: \text{入射波の波高}$$

A_2 は A_1 に比して小さいので実用上無視できる。時間 t の原点を適当に選ぶことによって ΔP は最終的につぎのように簡単化される。

$$\Delta P = A_0 + A_1 \cos(nt + \delta) \dots (20)$$

ここに, δ : 任意の位相角

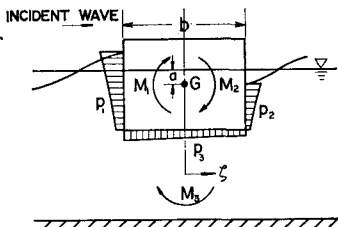
c) 船体の重心点のまわりに働く波力モーメント

船体に働く波力モーメントの中で静水圧による項は近似的に静水中で微小角 θ 傾いたときの船体の復原力 $Wh_m \theta$ に等しいと仮定する。

図-3 に示すよ

図-3 波力モーメント

うに船体前面および背面に働く波圧の動水圧項による船体の重心のまわりのモーメントをそれぞれ M_1, M_2 , また船底に働く波



圧の動水圧項によるモーメントを M_3 とすると, 船体全体に働く波力モーメント ΔM は ΔP と同様に, 次式のように求められる。ただしモーメントは時計の回転方向を正とする。

$$\begin{aligned} \Delta M &= M_1 + M_2 + M_3 \\ &= B_0 + B_1 \cos(nt + \theta_1) + B_2 \cos(2nt + \theta_2) \end{aligned} \dots (21)$$

ここに,

$$B_0 = \frac{1}{8} w_0 l a (1 - e_1^2) e_0^2 H_0^2 \dots (22)$$

$$\begin{aligned} B_1 &= \frac{w_0 l}{2m} \left[a \tanh mh + (d-a) \frac{\sinh m(h-d)}{\cosh mh} \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{m} \left\{ 1 - \left(1 + \frac{m^2 b^2}{12} \right) \frac{\cosh m(h-d)}{\cosh mh} \right\} \right] \\ &\quad \cdot \sqrt{1+e_1^2 - 2e_1 \cos mb} \cdot e_0 H_0 \dots (23) \end{aligned}$$

$$B_2 = \frac{1}{8} w_0 l a \sqrt{1+e_1^4 - 2e_1^2 \cos 2mb} \cdot e_0^2 H_0^2 \dots (24)$$

a : 船体の重心から静水面までの距離

B_0, B_2 は B_1 に比して無視できるので, 最終的に ΔM は次式のように書ける。

$$\Delta M = B_1 \cos(nt + \delta) \dots (25)$$

d) 横波による船体の運動

① 並進運動: 船体の並進の運動方程式は水の粘性に

基づく抵抗を無視すると次式で与えられる。

$$M_x \ddot{x}_G = \Delta P \dots (26)$$

ここに,

$M_x = M_0 + M_a$: 船体の見掛質量

M_0 : 船体の質量

M_a : 並進に係する付加質量

x_G : 船体重心の水平方向の変位

$$\ddot{x}_G = \frac{d^2 x_G}{dt^2}$$

ΔP : 式 (20) で与えられる船体に働く波圧合力
ところで ΔP は次式のように定数項と振動項に分けて書くことができる。

$$\Delta P = P_D + P_S \dots (27)$$

ここに,

$$P_D = A_0 \dots (28)$$

$$P_S = A_1 \cos(nt + \delta) \dots (29)$$

定数項 P_D は drifting に, 振動項 P_S は swaying に関係する項である。

⑧ Drifting: したがって船体の drifting の運動方程式は次式のように書くことができる。

$$M_x \ddot{x}_{GD} = P_D \dots (30)$$

ここに, M_{GD} : 船体の drifting の変位

式 (30) を初期条件 $t=0: x_{GD}=0, \dot{x}_{GD}=0$ で解くと drifting は次式で与えられる。

$$x_{GD} = \Gamma_0 t^2 \dots (31)$$

ここに,

$$\Gamma_0 = \frac{A_0}{2 M_x} \dots (32)$$

⑨ Swaying: 同様に swaying の運動方程式は

$$M_x \ddot{x}_{GS} = P_S \dots (33)$$

式 (33) の解は次式で与えられる。

$$x_{GS} = \Gamma_1 \cos(nt + \delta) \dots (34)$$

ここに,

$$\Gamma_1 = -\frac{A_1}{M_x n^2}$$

x_{GS} : swaying の変位

⑩ 回転運動 (rolling): 前述したように船体の重心のまわりの波力モーメントの中で静水圧による項は近似的に静水中において微小角 θ 傾いたときの船体の復原力 $Wh_m \theta$ に等しいとみなせる。したがって, 水の粘性に基づく抵抗を無視すれば, 船体の重心のまわりの回転の運動方程式は近似的に次式のように書くことができる。

$$I_\xi \ddot{\theta} + Wh_m \theta = \Delta M \dots (35)$$

上式中,

$I_\xi = I_0 + I_a$: 船体の重心まわりの見掛の慣性モーメント

I_0 : 船体の重心まわりの慣性モーメント

I_a : 船体の重心まわりの付加慣性モーメント

θ : 船体の横揺れ角

W : 船体重量, h_m : 船体の傾心高

ΔM : 式(25)で与えられる船体の重心まわりに働く動水圧による波圧モーメント

式(35)の一般解は次式で与えられる。

$$\theta = (C_1 \cos \omega_\theta t + C_2 \sin \omega_\theta t) + A_1 \cos(nt + \delta) \quad (36)$$

ここに,

C_1, C_2 : 積分定数

$$\omega_\theta = \sqrt{\frac{Wh_m}{I_\xi}} = \frac{2\pi}{T_S} \quad \text{船体の自由横揺れの角速度}$$

T_S : 船体の自由横揺れ周期

また,

$$A_1 = \frac{1}{1 - \left(\frac{n}{\omega_\theta}\right)^2} \frac{B_1}{Wh_m} \quad (37)$$

式(36)において第1項および第2項は自由振動の項であるが, この項は水の抵抗によって速かに減衰するので, 定常状態における船の横揺れは次式で表わされる。

$$\theta = A_1 \cos(nt + \delta) \quad (38)$$

(3) ドルフィンに衝突後の船体の運動および衝撃力

図-4に示すように, 船首尾方向(船の縦軸方向)に平行な峰線をもつ波(いわゆる横波)によって船体が波の進行方向に drifting, swaying および rolling を生じ, 船の重心を通る断面でばね定数 K なるドルフィンに衝突したときの船体の運動方程式は水の抵抗を無視すると次式で与えられる。

船体の並進運動に対して

$$M_x \ddot{x}_G + Kx = \Delta P \quad (39)$$

船体の重心を通る水平軸のまわりの回転運動に対して

$$I_\xi \ddot{\theta} + Wh_m \theta + jKx = \Delta M \quad (40)$$

ここに,

x_G : ドルフィンに衝突後の船体重心の変位

x : ドルフィンと防衛工の合成変位

K : ドルフィンと防衛工の合成ばね定数

θ : ドルフィンに衝突後の船体の横揺れ角

j : 船体重心と衝突点との鉛直距離

$$\Delta P = A_0 + A_1 \cos(nt + \delta)$$

$$\Delta M = B_1 \cos(nt + \delta)$$

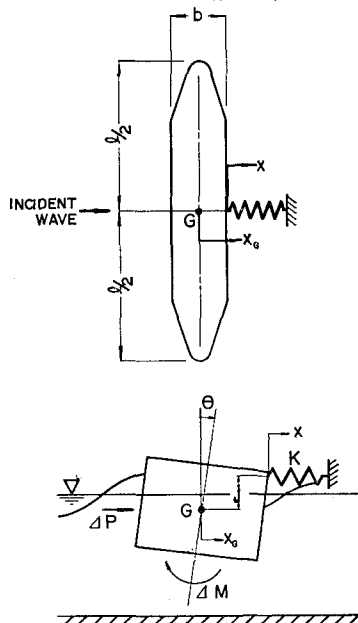
また x と x_G の間にはつぎの関係が成り立つ。

$$x = x_G + j\theta \quad (41)$$

この関係を代入して連立微分方程式 式(39), (40) を θ および x について解くと, それぞれの一般解は次式のように書ける。

$$\begin{aligned} \theta = & A_1 \cos \omega_1 t + A_2 \sin \omega_1 t + A_3 \cos \omega_2 t \\ & + A_4 \sin \omega_2 t + \frac{\Pi_0}{\omega_1^2 \omega_2^2} \\ & + \frac{\Pi_1}{(n^2 - \omega_1^2)(n^2 - \omega_2^2)} \cos(nt + \delta) \quad (42) \end{aligned}$$

図-4 座 標 系



$$\begin{aligned} x = & \frac{I_\xi}{jK} \left[(\omega_1^2 - \omega_\theta^2) A_1 \cos \omega_1 t \right. \\ & + (\omega_1^2 - \omega_\theta^2) A_2 \sin \omega_1 t + (\omega_2^2 - \omega_\theta^2) A_3 \cos \omega_2 t \\ & + (\omega_2^2 - \omega_\theta^2) A_4 \sin \omega_2 t - \frac{\omega_\theta^2}{\omega_1^2 \omega_2^2} \Pi_0 \\ & \left. + \left\{ \frac{B_1}{I_\xi} + \frac{(n^2 - \omega_\theta^2)}{(n^2 - \omega_1^2)(n^2 - \omega_2^2)} \Pi_1 \right\} \cos(nt + \delta) \right] \quad (43) \end{aligned}$$

ここに,

A_1, A_2, A_3, A_4 : 積分定数

$$\begin{aligned} \omega_1^2 = & \frac{1}{2} \left[\omega_x^2 \left(1 + \frac{M_x}{I_\xi} j^2 \right) + \omega_\theta^2 \right. \\ & \left. + \sqrt{\left\{ \omega_x^2 \left(1 + \frac{M_x}{I_\xi} j^2 \right) + \omega_\theta^2 \right\}^2 - 4 \omega_x^2 \omega_\theta^2} \right] \\ \omega_2^2 = & \frac{1}{2} \left[\omega_x^2 \left(1 + \frac{M_x}{I_\xi} j^2 \right) + \omega_\theta^2 \right. \\ & \left. - \sqrt{\left\{ \omega_x^2 \left(1 + \frac{M_x}{I_\xi} j^2 \right) + \omega_\theta^2 \right\}^2 - 4 \omega_x^2 \omega_\theta^2} \right] \end{aligned}$$

$$\omega_\theta^2 = \frac{Wh_m}{I_\xi} = \left(\frac{2\pi}{T_S} \right)^2, \quad \omega_x^2 = \frac{K}{M_x}$$

$$\Pi_0 = -\frac{\omega_x^2}{I_\xi} j A_0, \quad \Pi_1 = \frac{\omega_x^2}{I_\xi} \left\{ \left(1 - \frac{n^2}{\omega_x^2} \right) B_1 - j A_1 \right\}$$

$t=0$ で $\theta = \theta_0, \dot{\theta} = \dot{\theta}_0, x=0$ および $\dot{x} = v_0$ なる初期条件によって積分定数 A_1, A_2, A_3 および A_4 を決定し, 式(43)に代入するとドルフィンと防衛工の合成体に働く衝撃力 F は次式で求められる。

$$\begin{aligned} F = & Kx = X_1 + Y_1 \cos(nt + \delta_0) \\ & + (X_2 + Y_2 \cos \delta_0) \cos \omega_1 t \\ & + (X_3 + Y_3 \sin \delta_0) \sin \omega_1 t \\ & + (X_4 + Y_4 \cos \delta_0) \cos \omega_2 t \\ & + (X_5 + Y_5 \sin \delta_0) \sin \omega_2 t \quad (44) \end{aligned}$$

ここに,

$$\begin{aligned}
 X_1 &= A_0 \\
 Y_1 &= \left\{ 1 - \frac{(n^2 - \omega_x^2)(n^2 - \omega_\theta^2)}{(n^2 - \omega_1^2)(n^2 - \omega_2^2)} \right\} \frac{B_1}{j} \\
 &\quad - \frac{\omega_x^2(n^2 - \omega_\theta^2)}{(n^2 - \omega_1^2)(n^2 - \omega_2^2)} A_1 \\
 X_2 &= -\frac{(\omega_1^2 - \omega_\theta^2)}{(\omega_1^2 - \omega_2^2)} \cdot \frac{\omega_x^2}{\omega_1^2} A_0 \\
 Y_2 &= \frac{(\omega_1^2 - \omega_\theta^2)}{(\omega_1^2 - \omega_2^2)} \cdot \frac{\omega_x^2}{(n^2 - \omega_1^2)} \\
 &\quad \times \left\{ \frac{n^2}{(n^2 - \omega_\theta^2)} \cdot \frac{M_x}{I_\xi} j B_1 + A_1 \right\} \\
 X_3 &= \frac{(\omega_1^2 - \omega_\theta^2)}{(\omega_1^2 - \omega_2^2)} \cdot K \cdot \frac{v_d}{\omega_1} \\
 Y_3 &= -\frac{\omega_1}{n} Y_2, \quad X_4 = \frac{(\omega_2^2 - \omega_\theta^2)}{(\omega_1^2 - \omega_2^2)} \cdot \frac{\omega_x^2}{\omega_2^2} A_0 \\
 Y_4 &= -\frac{(\omega_2^2 - \omega_\theta^2)}{(\omega_1^2 - \omega_2^2)} \cdot \frac{\omega_x^2}{(n^2 - \omega_2^2)} \\
 &\quad \times \left\{ \frac{n^2}{(n^2 - \omega_\theta^2)} \cdot \frac{M_x}{I_\xi} j B_1 + A_1 \right\} \\
 X_5 &= -\frac{(\omega_2^2 - \omega_\theta^2)}{(\omega_1^2 - \omega_2^2)} \cdot K \cdot \frac{v_d}{\omega_2}, \quad Y_5 = -\frac{\omega_2}{n} Y_4
 \end{aligned}
 \tag{45}$$

v_d : 衝突時の船体の漂流速度

δ_0 : 衝突時の船の姿勢を表わす位相角

式 (38) において, 船体がドルフィンに衝突した瞬間を $t=0$ にとり, そのときの船体の横揺れ角を θ_0 , 位相角を δ_0 とすると $\theta_0 = A_1 \cos \delta_0$ の関係が得られる。衝突時の θ_0 がわかれば, この関係式より衝突時の船体の姿勢を表わす位相角 δ_0 を求めることができる。

4. 実験装置および方法

(1) 実験水槽

実験に使用した水槽は図-5に示すように大阪市立大学工学部河海工学研究室の長さ 42 m, 幅 12 m, 深さ 75 cm のコンクリート製の水槽で, 一端にフラッター型

図-5 実験水槽

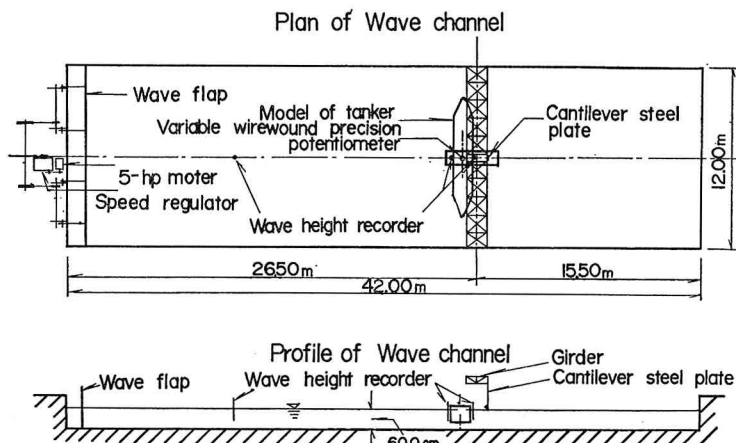


図-6 計測用ガーダーと船体模型

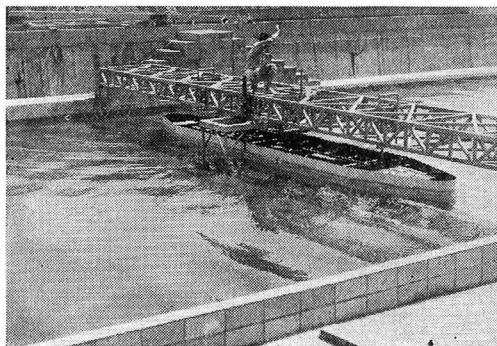
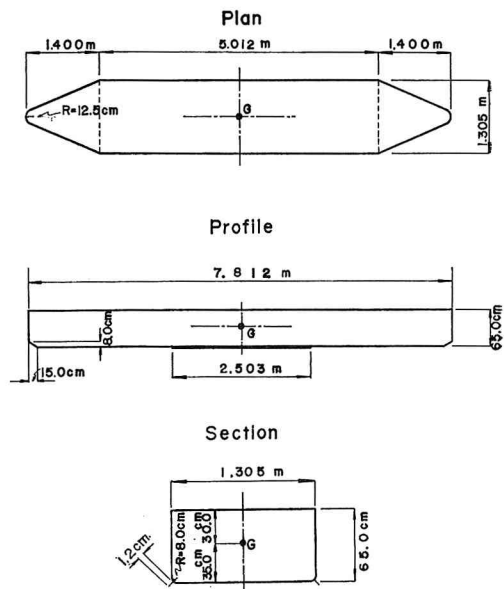


図-7 模型船の概形



造波装置が, 他端に反射波を防ぐために勾配 1:3 の碎石の斜面が設けられている。また造波板より約 26 m のところに図-6に示すように水槽を跨いで計測用のガーダーが設置され, 船体の運動計測器, 板ばねおよび船体前面および背面の波高を測定する波高計が取り付けられている。

(2) 船体模型

20 万 DWT のタンカーの模型は図-7に示すように実物の 1/40 に造られた。材料は鋼板で, 質量, 慣性モーメント, 重心位置などは鋼板およびコンクリートブロックによって調節した。

なお後述するように縮尺影響および側壁影響を調べるために 20 万 DWT タンカーの船体中央 1/3 部分の 1/20 および 1/40 の縮尺の模型

を用いて大型水槽（長さ 60 m × 幅 10 m × 深さ 2.5 m）および前記の水槽において同種類の実験を行なった。

以上の模型船の諸寸法を 表—1 に示す。

(3) 計測装置

a) 船体の運動の計測

船体の運動は 図—8 に示すよう

な 3 つの potentiometer (巻線型可変抵抗器) を組み合わせた船体運動測定器を用いた。potentiometer の 1 つはその軸を船体の重心点に取り付け、rolling を測定するため、1 つは drifting および swaying を測定するため、他の 1 つは heaving を測定するためのものである。ただし今回の実験では heaving は測定しなかった。potentiometer の抵抗変化に変換された船体の各運動はオッシロ グラフに記録された。

b) 衝撃力の計測

ドルフィンに相当するものとして、図—9 に示すように上端を計測用ガーダーに取り付け、下端に衝突点を有する板ばねを用いた。衝撃力は板ばねの両面に strain gauge を貼り、前もって衝突点に働く荷重とひずみの関係を検定しておき、船体が衝突したときの板ばねのひずみをオッシロ グラフ記録することによって測定した。実験に用いた板ばねのばね定数は 表—2 のとおりである。

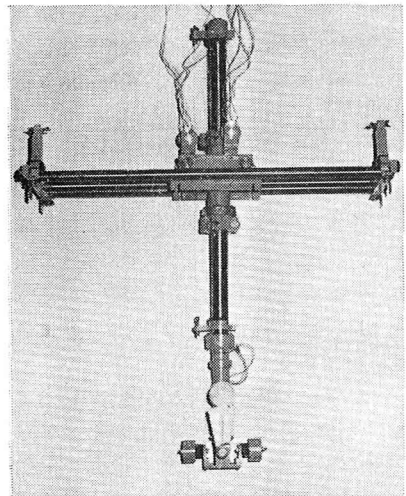
c) 波の計測

入射波の波高 H_0 および周期 T_w の計測は船体より

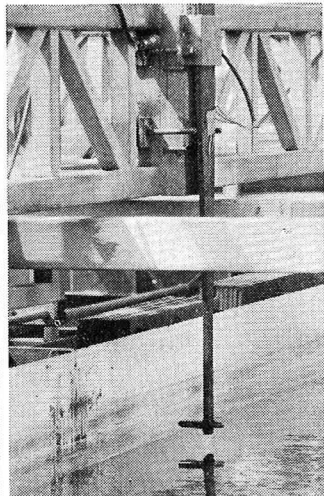
表—2 板ばねのばね定数

水深 h	60 cm (24 m)	55 cm (22 m)	50 cm (20 m)
ばね定数 K	4.88 kg/cm (781 t/m)	4.73 kg/cm (757 t/m)	4.59 kg/cm (734 t/m)
	13.40 kg/cm (2144 t/m)	13.40 kg/cm (2144 t/m)	12.85 kg/cm (2056 t/m)
	21.15 kg/cm (3384 t/m)	() 内の値は実物に換算した値	

図—8 船体運動計測器



図—9 板ばね



表—1 模型船の諸寸法

船 体 模 型		全 船 長 模 型	中 央 1/3 船 体 模 型	
縮 尺		1/40	1/40	1/20
船 長	l	7.812 m	2.500 m	5.000 m
船 幅	b	1.305	1.305	2.600
吃 水	d	0.455	0.455	0.910
船底から重心点までの距離	KG	0.350	0.350	0.700
傾 心 高	h_m	0.157	0.192	0.379
重 量	W	3.995 t	1.477 t	11.770 t
重心点まわりの慣性モーメント	I_0	0.0785 t·m·s ²	0.0331 t·m·s ²	0.9858 t·m·s ²
船の横揺れ周期	T_s	$h=60\text{ cm}: 2.70\text{ sec}$	$h=60\text{ cm}: 2.62\text{ sec}$	$h=120\text{ cm}: 3.71\text{ sec}$

約 16 m 前方で、また船体前面および背面の波高 H_1, H_2 は船側より約 7 cm 離して船体のほぼ中央に位置するように波高計を設置し、船体の並進運動とともに移動させて計測した。波高計はすべて抵抗線式波高計を用いた。

実験は、主として現地において $T_w=5\sim13\text{ sec}$, $H_0=1.5\sim3.0\text{ m}$ の波を対象として行なったが、参考のため船の横揺れ周期より長い周期のうねりについても行なった。表—3 は実験における波の諸特性を示す。

表—3 実験における波の諸特性

特 性	模型実験 ($S=1/40$)	実 物
周 期 T_w	0.81~3.26 sec	5.1~20.6 sec
波 長 L	1.02~7.58 m	40.8~303 m
波 高 H_0	3.3~10.2 cm	1.3~4.1 m
水 深 h	50~60 cm	20~24 m

5. 実験結果および実験値と理論値の比較

(1) スーパータンカーの見掛質量および見掛の慣性モーメント

a) 見 掛 質 量

物体が流体中を運動すると流体より種々の抵抗を受けて、見掛上物体の質量が増加したかの とき現象を生ずる。これを見掛質量と称している。見掛質量は質量を含む種々の物理量、たとえば慣性力、運動量、振動周期などの真空中の値と流体中の値の差より定義しうるものであるが、それぞれの定義による見掛質量は理想流体中の場合を除いて一般には等しくない¹⁾。したがって船体の drifting, swaying あるいは船体がドルフィンに衝突したときのそれぞれの見掛質量は厳密には異なる。

それゆえ、船の drifting の見掛質量および船がドルフィンに衝突したときの見掛質量をつぎのようにして計測した。

① ドルフィンに衝突するときの見掛質量：いま見掛質量 M_x なる船体

が速度 v_0 でばね定数 K なるばねにその重心点で衝突したときの運動方程式は、水の粘性抵抗を無視すると次式で与えられる。

$$M_x \ddot{x} + Kx = 0 \quad (46)$$

ここに、 x ：船の重心の変位またはばねの変位

初期条件 $t=0$ において $x(0)=0$, $\dot{x}(0)=v_0$ で式 (46) を解くと、衝突後時間 t におけるばねの変位 x は次式のように書ける。

$$x = v_0 \sqrt{\frac{M_x}{K}} \sin \sqrt{\frac{K}{M_x}} t \quad (47)$$

したがって実験より衝突速度 v_0 および最大変位 $x_{\max}$ あるいはその生起時間 τ を知れば、式 (48) または式 (49) より見掛質量 M_x を求めることができる。

$$M_x = K \cdot \left(\frac{x_{\max}}{v_0} \right)^2 \quad (48)$$

または、

$$M_x = 4K \cdot \left(\frac{\tau}{\pi} \right)^2 \quad (49)$$

船体の見掛質量は、一般に船体の形状、速度および加(減)速度、あるいは水深などによって変わると考えられているが、ドルフィンに衝突するときの見掛質量に対する水深およびばね定数の影響を調べるため、これらの値を表-4 に示すように種々変えて実験を行なった。

表-4 見掛質量の実験範囲

水 深 h (cm)	ば ね 定 数 K (kg/cm)
50	4.3~4.7: 平均 4.5
55	
60	
68	10.8~12.8: 平均 11.8
73	
	18.9~20.7: 平均 19.8

図-10 見掛質量, M_{xx}/M_0

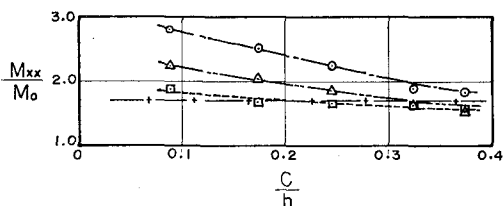


図-11 見掛質量, M_{xx}/M_0 および M_{xd}/M_0

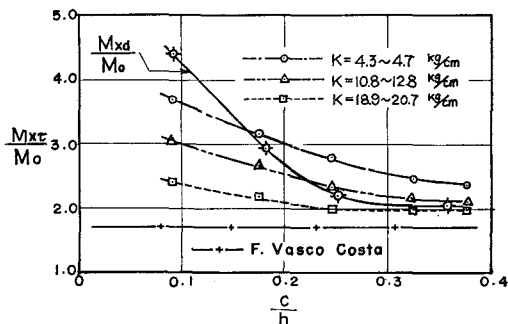


図-10 に示す M_{xx} は $x_{\max}$ と v_0 を測定して式 (47) より計算した実験結果であり、図-11 の M_{xx} は同じ実験において τ を測定して式 (49) より計算した見掛質量である。両者は運動方程式 式 (46) に水の粘性抵抗を考慮していないために一致せず、 M_{xx} は M_{xx} より約 20~40% 大きな値を示した。

また見掛質量の実験値はいずれも接近速度によってかなりばらつきを示したが、接近速度との特別な関係は認められなかった。図に示された値は多くの異なる接近速度に対する実験結果の平均値を表わしている。

これらの図から明らかなように、見掛質量は一般に余裕水深 C が小さくなるとともに大きくなる傾向にあり、しかもばね定数が小さいほどこの傾向は著しくなる。しかし水深にくらべて余裕水深がある程度大きくなると水深の影響はなくなり一定値に近づくようである。

② drifting の見掛質量：一方 drifting の見掛質量はつぎの原理に基づいて測定した。いま静止している見掛質量 M_{xd} なる船体の重心に水平に一定の外力 F_0 が船首尾方向と直角に働くとき船体は drifting を始める。このときの運動方程式は、水の粘性抵抗が速度に比例すると仮定すると次式で与えられる。

$$M_{xd} \ddot{x} + C_d \dot{x} = F_0 \quad (50)$$

ここに、 C_d ：速度に無関係な抵抗係数

$t=0$ で $x=0$, $\dot{x}=0$ とおくと、

$$x = \frac{F_0}{C_d} \left\{ \frac{M_{xd}}{C_d} (e^{-\frac{C_d}{M_{xd}} t} - 1) + t \right\} \quad (51)$$

$$\dot{x} = \frac{F_0}{C_d} (1 - e^{-\frac{C_d}{M_{xd}} t}) \quad (52)$$

となる。

式 (52) より $t=\infty$ のときの船体の横漂流速度 $\dot{x}_{t=\infty}$ は次式で示される。

$$\dot{x}_{t=\infty} = \frac{F_0}{C_d} \quad (53)$$

ところが、実験の結果、 C_d は一定ではなくほぼ速度の 1 乗に比例することがわかった。したがって漂流経過後の時間 t とともに C_d は変化する。いま漂流開始後の時間 t における船体の漂流速度および抵抗係数を $\dot{x}_t$, C_{dt} で表わすと式 (51) はつぎのように書き換えられる。

$$\dot{x}_t = \frac{F_0}{C_{dt}} (1 - e^{-\frac{C_{dt}}{M_{xd}} t}) \quad (54)$$

drifting curve から任意時間 t のときの $\dot{x}_t$, C_{dt} を知ることによって、式 (54) より M_{xd} を求めることができる。図-11 中の実線はこのような方法によって得られた drifting のときの見掛質量である。ほぼ $c/h < 0.30$ になると、見掛質量は余裕水深の減少とともに急激に増大し、その増大率はドルフィンに衝突するときの見掛質量の場合よりも大きい。 $c/h > 0.30$ になると見掛質量は水深には無関係にほとんど一定になり、 $M_{xd}/M_0 \approx 2.0$ に近づくようである。

③ 従来の提案式との比較: F. Vasco Costa²⁾ は接岸時の見掛質量を算出する式として次式を提案している。

$$M_x = M_0 \left(1 + 2 \frac{d}{b} \right) \dots\dots\dots (55)$$

ここに、 d : 吃水、 b : 船幅

しかしこの式には水深の影響が考慮されておらず、図-10, 11 を見て明らかなように、水深が浅い場合にはわれわれの実験値より過小な値を与える。

また T.E. Stelson と F.T. Mavis³⁾ は船のように長さが幅または高さにくらべて大きい場合には、吃水 d を直径とし、船長 l を長さとする円筒の容積の水量を付加質量と考えて、接岸時の見掛質量として次式を提案している。

$$M_x = M_0 + \frac{\pi}{4} \cdot \frac{w_0}{g} d^2 l \dots\dots\dots (56)$$

この式は旧来のように船幅に比して、吃水が比較的大きい船型の船が無限に広い流体中を横方向に運動する場合に適用できる式であって、最近のタンカーのような船型で、余裕水深が小さい場合にはかなり過小な値を与え、不適当である。

b) 見掛の慣性モーメント

船体の静水中における無抵抗の横揺れの運動方程式は次式で与えられる。

$$I_\xi \ddot{\theta} + W h_m \theta = 0 \dots\dots\dots (57)$$

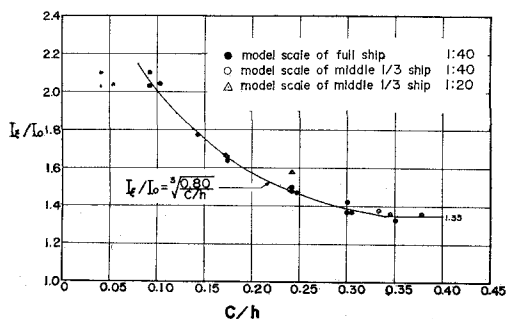
この運動方程式を解くことによって、横揺れの周期 T_s は次式のように表わせる。

$$T_s = 2\pi \sqrt{\frac{I_\xi}{W h_m}} \dots\dots\dots (58)$$

船体を自由横揺れさせて、その横揺れ周期 T_s を測定することによって式 (58) より船体の見掛の慣性モーメント I_ξ を求めることができる。

図-12 はこのようにして求めた実験結果を示したものである。見掛質量と同様に余裕水深によってかなり顕著に変化することがわかる。しかし $c/h \geq 0.34$ になると見掛の慣性モーメントはほとんど一定値になり、その値はほぼ $I_\xi/I_0 = 1.35$ になるようである。 $0.09 < c/h < 0.34$ の範囲では実験値はほぼつぎの式で表わされる。

図-12 見掛の慣性モーメント



$$I_\xi/I_0 = \sqrt[3]{\frac{0.80}{(c/h)}} : 0.09 < c/h < 0.34 \dots\dots (59)$$

この式による計算値と実験値の誤差は最大4%程度である。

一般に水深が深い場合、通常の船型の船はつぎのような値をもつといわれている。

$$\text{ビルジキールのある場合 } I_\xi = (1.10 \sim 1.35) I_0$$

$$\text{ビルジキールのない場合 } I_\xi = (1.05 \sim 1.15) I_0$$

これらの値はわれわれの実験値よりかなり小さい。

(2) 船体の運動

横波を受ける船体の drifting, swaying および rolling は式 (31), (34) および式 (38) で与えられる。多くの実験の結果、2次式で表わされる drifting の係数 Γ_0 の理論値は一般に実験値の約2.5~5.0倍とかなり過大な値を示した。この傾向は短周期の波の場合ほど著しかった。これは主として、理論において drifting に対する水の抵抗を無視したことが原因であると考えられる。

一方 swaying の振幅 Γ_1 の理論値は短周期の波では実験値と比較的よく一致したが、周期の増大とともに実験値より10~30%小さな値を示した。また rolling の振幅 A_1 の理論値は実験値よりも約40~60%大きく、とくに波の周期が船体の横揺れ周期と一致する、いわゆる共振付近では、理論に抵抗を考慮していないためほとんど合わなかった。

以上の理由から船体の運動に関する最初の理論式 (31), (34), (38) を実験値に合うようにつぎのように修正した。

$$x_{GD} = \Gamma_0 c l^2 \dots\dots\dots (60)$$

$$x_{GS} = \Gamma_{1C} \cos(nt + \delta) \dots\dots\dots (61)$$

$$\theta = A_{1C} \cos(nt + \delta) \dots\dots\dots (62)$$

ここに、 Γ_0 , Γ_{1C} , A_{1C} はそれぞれ Γ_0 , Γ_1 , A_1 の修正値であって、次式で示されるものである。

$$\Gamma_0 C = \varepsilon_D \Gamma_0 = \frac{\varepsilon_D A_0}{2 M_x} = \frac{A_0 C}{2 M_x} \dots\dots\dots (63)$$

$$\Gamma_{1C} = \varepsilon_S \Gamma_1 = -\frac{\varepsilon_S A_1}{M_x n^2} = -\frac{A_{1C}}{M_x n^2} \dots\dots\dots (64)$$

$$A_{1C} = \varepsilon_R A_1 = \frac{1}{1 - \left(\frac{n}{\omega_\theta} \right)^2} \frac{\varepsilon_R B_{1C}}{W h_m} \\ = \frac{1}{1 - \left(\frac{n}{\omega_\theta} \right)^2} \frac{B_{1C}}{W h_m} \dots\dots\dots (65)$$

ε_D , ε_S , ε_R : それぞれ drifting, swaying および rolling の補正係数

$$A_0 C = \varepsilon_D A_0, A_{1C} = \varepsilon_S A_1, B_{1C} = \varepsilon_R B_1$$

上式中の A_0 , A_1 および B_1 はそれぞれ式 (17), (18), (23) で表わされる波力および波力モーメントの大きさを表す理論値であるが、 $A_0 C$, A_{1C} , B_{1C} はこれらの修正値を意味し、つぎのように書くことができる。

$$A_0C=\varepsilon_D A_0=E_D\cdot\frac{w_0l}{16}H_0^2\cdots\cdots(66)$$

$$A_{1C}=\varepsilon_SA_1=E_S\cdot\frac{w_0l}{2m}\left\{\tanh mh-\frac{\sinh m(h-d)}{\cosh mh}\right\}H_0\cdots\cdots(67)$$

$$B_{1C}=\varepsilon_RB_1=E_R\cdot\frac{w_0l}{2m}\left[a\tanh mh+(d-a)\frac{\sinh m(h-d)}{\cosh mh}-\frac{1}{m}\left\{1-\left(1+\frac{m^2b^2}{12}\right)\frac{\cosh m(h-d)}{\cosh mh}\right\}\right]H_0\cdots\cdots(68)$$

E_D, E_S, E_R は次式に示すように e_0, e_1 および補正係数からなる一種の実験係数であって、船体の運動に関する理論値と実験値を比較することによって直接求めることができる。

$$E_D=\varepsilon_D(1-e_1^2)e_0^2\cdots\cdots(69)$$

$$E_S=\varepsilon_S\sqrt{1+e_1^2}-2e_1\cos mb\cdot e_0\cdots\cdots(70)$$

$$E_R=\varepsilon_R\sqrt{1+e_1^2}-2e_1\cos mb\cdot e_0\cdots\cdots(71)$$

水深を 50, 55 および 60 cm の 3 種類にかえて数多くの実験を行ない、実験係数 E_D, E_S, E_R を調べた結果、いずれもかなりデータにばらつきがみられたが、全体の傾向は水深を変えてもあまり変わらず、図-13, 14 および 図-15 に示すように、波の周期の変位に対してほぼ一定な傾向が認められた。これらの図は水深の異なる実験結果を総合したものであり、図中の実線は平均的な傾向を表わしている。

なお drifting の実験係数 E_D を求める計算過程において、見掛け質量 M_x として 図-11 に示した drifting の実験結果から得られた値を用い、swaying の実験係数 E_S を求める場合には、swaying の見掛け質量が未知なため、便宜上船体の質量 M_0 を用いた。また rolling の実験係数 E_R を求める場合には、見掛けの慣性モーメントとして 図-12 の値を用いた。

(3) 衝撃力

船体が横波を受けて運動し、ドルフィンに衝突すると

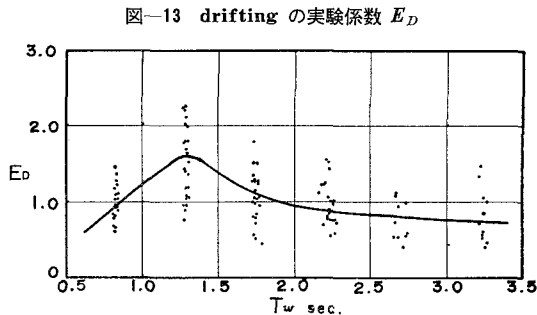


図-14 swaying の実験係数 E_S

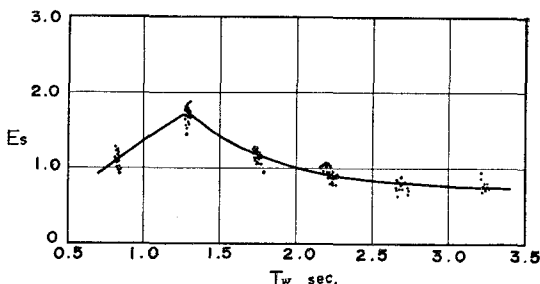
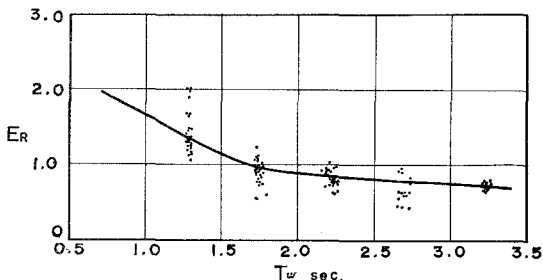


図-15 rolling の実験係数 E_R



きに発生する衝撃力は式 (44) および式 (45) によって計算できる。ただし式 (45) 中の A_0, A_1 および B_1 はそれぞれ式 (66), (67), (68) に示した修正値 A_{0C}, A_{1C}, B_{1C} を用いなければならない。

水深 $h=60$ cm のときの衝撃力の理論式による計算値

表-5 衝撃力の理論計算における諸要素

船体の諸特性									
$l=7.812$ m, $b=1.305$ m, $d=0.455$ m, $a=0.105$ m, $j=0.185$ m, $h_m=0.157$ m, $W=3.995$ t, $I_0=0.0785$ t·m·s ² $c/h=0.242$ $\left\{ \begin{array}{l} T_0=2.70 \text{ sec} \\ I_\xi=1.48 I_0=0.116 \text{ t·m·s}^2 \\ M_{x\tau}=2.78 \text{ } M_0=1.134 \text{ t·s}^2/\text{m} \text{ (} K=4.88 \text{ kg/cm の場合)} \\ M_{x\tau}=2.00 \text{ } M_0=0.816 \text{ t·s}^2/\text{m} \text{ (} K=21.15 \text{ kg/cm の場合)} \end{array} \right.$ $h=60$ cm									
Case	T_w (sec)	H_0 (cm)	L (cm)	E_D	E_S	E_R	K (kg/cm)	v_d (cm/sec)	δ_0
1	0.81	6.9	102	0.84	1.07	1.85	4.88	2.4	2.676
2	"	5.5	"	0.68	1.11	"	21.15	2.1	5.600
3	1.27	6.1	233	0.76	1.63	1.40	4.88	3.4	0.494
4	1.29	6.3	239	1.05	1.60	1.30	21.15	2.8	2.340
5	1.74	8.9	366	1.13	1.15	0.81	4.88	2.0	2.274
6	2.19	6.5	486	0.90	1.04	0.94	4.88	2.1	1.608

図-16 衝撃力の理論値と実験値の比較

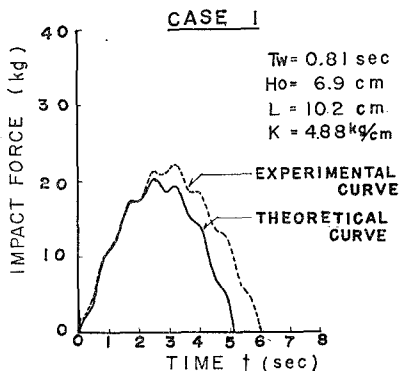


図-17

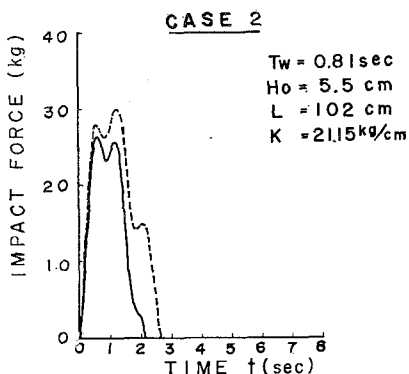


図-18

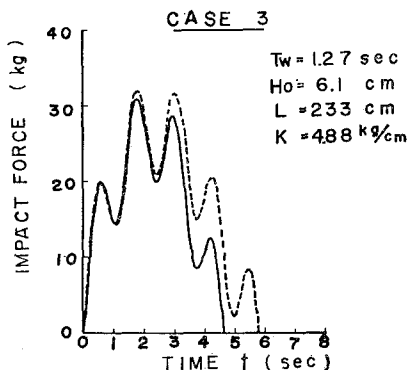


図-19

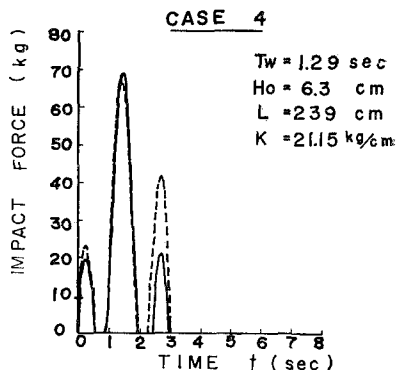


図-20

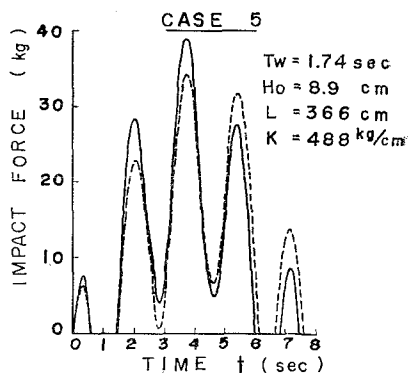
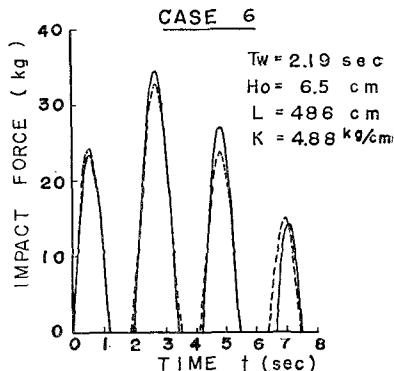


図-21



と実験値との比較の代表的な数例を図-16~21に示す。計算はすべて大阪市立大学計算センターの電子計算機FACOM 270-30によって行なった。

理論計算に用いた諸要素は表-5に示すとおりである。

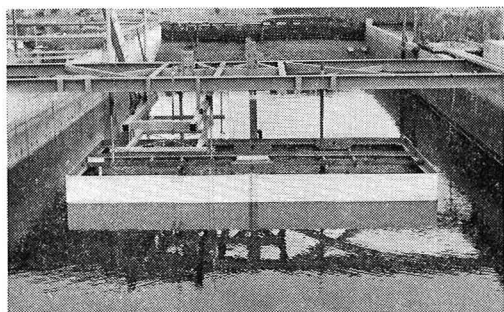
図から明らかなようにドルフィンのばね定数の大小に関係なく理論値と計算値は波の周期のかなり広い範囲(実物で約5.1~13.8 sec)にわたってよく一致している。しかし概して衝突の前半ではよく一致するが、後半

になると実験値の方が作用時間が長く、合わなくなる。これは理論において水の粘性抵抗を考慮していないことが主たる原因であると考えられる。

6. 縮尺および水槽側壁の影響

実験結果におよぼす縮尺の影響および水槽の側壁の影響を検討するため表-1および図-22, 23に示すように20万DWTのタンカーの中央1/3船体の縮尺1/40の模型実験を長さ42m, 幅12m, 高さ75cmの水槽

図-22 中央 1/3 船体模型 (縮尺 1/20)



で、縮尺 1/20 の模型実験を長さ 60 m, 幅 10 m, 高さ 2.5 m の大型水槽で行ない、それらの実験値を比較した。その結果つぎのことが明らかになった。

(1) 見掛質量および見掛の慣性モーメントは両実験の測定値の差はいずれも 5% 前後であって、よく一致していた。

(2) 入射波と船体前面の波高比 e_0 に関しては、両者の実験値はかなりよく一致していた。しかし船体前面と背面の波高比 e_1 に関しては多少両者に相違がみられたが、これは水槽の消波斜面の消波性能の違いによる反射波の影響と考えられる。

(3) 実験係数 E_D はその値が非常にばらついてはいたが、その傾向はよく一致していた。 E_S に関しては縮尺の実験値の方が多少大きな値を与えた。また E_R に関しては両者の実験値はよく一致した。

以上の諸点から判断して、船体の運動に関しては縮尺の影響はほとんど認められない。

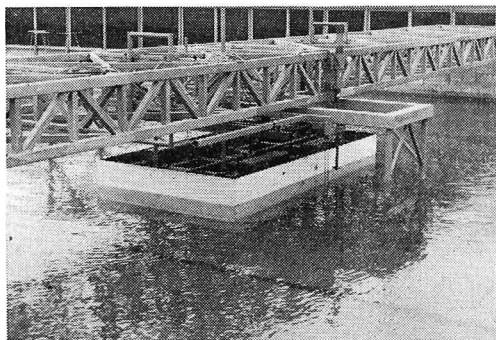
また水槽幅 B と船体の長さ l との比 B/l は縮尺 1/40 の実験では $B/l=4.80$ であり、縮尺 1/20 の実験では $B/l=1.60$ であったが、この両者の実験結果にほとんど相違が認められなかった。したがって両者の実験とも側壁の影響はないと考えてよいであろう。このことから縮尺 1/40 の全船長の模型実験 ($B/l=1.54$) の場合でも水槽側壁の影響はほとんどないと考えられよう。

7. 結 論

大型タンカーが横波を受けて drifting, swaying および rolling を生じ、ドルフィンに衝突したときに発生する衝撃力について、かなり大胆な仮定に基づいて理論をたてた。その結果を 20 万 DWT のタンカーの縮尺 1/40 の模型を用いて行なった実験結果と比較したところ、理論に適当な補正を施すことによって、実用上十分な精度で理論が実験に合うことが確かめられた。

この研究において明らかになったことをまとめると、つぎのごとくである。

図-23 中央 1/3 船体模型 (縮尺 1/40)



(1) 浅い水深における大型タンカーの見掛質量および見掛慣性モーメントは水深と余裕水深の比 c/h の減少とともに急激に増加し、図-10, 11 および 12 に示すような値になる。

(2) 横波による船体の drifting, swaying および rolling は補正の結果、それぞれ式 (60), (61) および (61) で与えられる。しかし実験係数 E_D, E_S, E_R は波の周期によって変わるもので、実験によって求めなければならない。

(3) 横波を受けるタンカーがドルフィンに衝突したときに発生する衝撃力は式 (44), (45) によって計算できる。ただし式中の A_0, A_1, B_1 の代わりに式 (66), (67), (68) の A_{0C}, A_{1C} および B_{1C} を用いなければならない。

(4) off shore dorphin の設計には、船体の接岸速度 $v_d=15\sim 20$ cm/sec のみで衝撃力を計算するだけでなく、波の周期が長くなると (ほぼ 8 sec 以上) 船舶繫留後の波による衝撃力をも考慮しなければならない。

紙数の関係上、割愛したところもあるが、この研究の論文は 1969 年 6 月にパリーで開かれた第 20 回の国際航路会議で発表した⁵⁾ ので、詳しくはその論文集を参照されたい。

参 考 文 献

- 1) 元良誠三: 見掛質量について, 造船学会論文集第 87 号
- 2) F. Vasco Costa: The Berthing Ship, Dock and Harbour Auth., May, 1964.
- 3) 肥後春生: 繫船岸の防衝工について, 土木学会誌, 第 43 巻 10, 1957.
- 4) 元良誠三: 船体運動力学
- 5) S. Nagai, K. Oda & M. Shigedo: Impacts Exerted on The Dolphins of Sea-Berths by Roll, Sway, and Drift of Supertankers Subjected to Waves and Swells, 20nd International Navigation Congress, Ocean Navigation, Section II, Subject 3, pp. 63-90, 1969.