(昭和 46 年 5 月日本造船学会春季講演会において講演)

波浪中の船体運動と船体表面に働らく変動水圧及び横強度に関する理論計算

正員 福田淳一* 正員 永元隆一**
正員 小沼守** 正員 高橋実**

Theoretical Calculations on the Motions, Hull Surface Pressures and Transverse Strength of a Ship in Waves

by Jun-ichi Fukuda, *Member* Ryuichi Nagamoto, *Member*
Mamoru Konuma, *Member* Minoru Takahashi, *Member*

Summary

The authors tried the theoretical analysis on the motions, hull surface pressures and transverse strength of a gigantic oil tanker in regular waves.

In the first place, the ship motions in regular waves from different directions were analysed by assuming the coupled equations of heaving and pitching motions and those of swaying, yawing and rolling motions based upon the modified strip theory. The non-linear roll damping was introduced into the latter coupled equations of motion.

In the second place, the hydrodynamic pressures induced on the hull surface were evaluated theoretically by using the solutions of ship motions.

Finally, the transverse strength calculations were performed for several cases of the ship in waves by using the obtained hull surface pressures and the estimated cargo oil pressures.

The large hydrodynamic pressures were found in beam and quartering waves, which produced the large bending moments at the deck corner, bilge and bottom of longitudinal bulkhead in the transverse ring.

1 緒 言

波浪中の船体運動は船舶の耐航性，構造強度等に重大な関係がある。今世紀半ば頃より急速に活発となつた波浪中の上下揺と縦揺に関する研究の成果は，不規則波中の船体応答を解析する上に効果をあげた波スペクトルの理論と線形重ね合わせの理論の応用と相俟つて，最近の約 10 年間に船の耐航性の問題だけでなく垂直方向の波浪剪断力及び波浪曲げモーメントのような縦強度に関する問題の解明に大きく貢献した。一方この間に，波浪中の左右揺，船首揺及び横揺に関する研究も基礎的にはそれなりの成果を伴なつて遂行され，これらの運動に関連した耐航性の問題及び水平方向の剪断力と曲げモーメント，あるいは捩りモートント等の問題を解明する緒を与えている。また，波浪中の上下揺，縦揺，左右揺，船首揺，横揺等の動揺によつて船体表面に誘起される変動圧力の計算理論も開発され，船体横強度のより精密な検討も可能となつている。

この論文は，船が規則波中を波に対して一定の平均針路を保ち一定速度で進行している場合の船体運動の理論解を求め，その解を用いて船体横断面に働らく変動水圧を理論的に計算し，さらにこの変動水圧の作用する船体横断面の横強度計算を行なう方法を提案し，巨大型油送船についての計算例を示したものである。

最初に，規則波中の船体運動を取扱う場合に，前後揺及び横漂流を無視して上下揺，縦揺，左右揺，船首揺及び横揺の五つの運動を考えている。これらの五つの運動の理論解を求めるに当つて，これらの運動は上下揺と縦

* 九州大学工学部
** 三菱重工業長崎造船所造船設計部

揺の連成運動並びに左右揺，船首揺及び横揺の連成運動の二組の連成運動に分離して取扱うことができるものと仮定する。そして，上下揺と縦揺の連成運動については線形ストリップ理論を斜波中に拡張応用した福田[1]の計算法を適用し，また，左右揺，船首揺及び横揺の連成運動に対しては同様の線形ストリップ理論に基ずく田才[2]の計算法に非線形横揺減衰抵抗を導入した方法を適用している。従つて，上下揺と縦揺を線形運動として取扱い，左右揺，船首揺及び横揺を非線形運動として取扱つたことになつている。

次に，上記のような方法によつて規則波中の船体運動（上下揺，縦揺，左右揺，船首揺及び横揺）の解が得られたならば，船体横断面に働らく変動水圧は田才[3,4]の方法によつて動揺に基ずく水圧と規則波による水圧との和として理論的に計算することができる。一方，船体運動によつて倉内荷油の圧力も変動するが，この変動油圧は船体運動の解を用いて近似的に計算することができる。

従つて，規則波中の船体運動によつて誘起される船体表面水圧と倉内荷油圧力を荷重として与えれば，船体横断面に適当な拘束条件を仮定して近似的な平面構造計算による横強度の検討を行なうことができる。より厳密な立体強度計算も可能であるが，本論文においては上記のような比較的簡単な横強度計算に止めている。

計算例として，巨大型油送船船型について上記の計算法を適用した結果を示している。まず規則波中の船体運動の解を求め，次に船体中央部及び S. S. $7^1/_2$ の横断面について船体表面に働らく変動水圧を計算し，中央荷油倉に荷油を満載し両側の荷油倉が空倉の場合について，船体表面に働らく動的水圧及び中央荷油倉周壁に働らく動的油圧に基ずいて横強度計算を試みている。

2 計 算 方 法

2.1 船 体 運 動

Fig. 1 に示すように，空間固定座標系 $O\text{-}X_1Y_1Z_1$ を定め，規則波は OX_1 の方向に進行するものとする。船の平均進行方向は OX_1 と χ の角度をなす OX 方向をとるものとし，新たに空間固定座標系 $O\text{-}XYZ$ を定める。船体固定座標系を $o\text{-}xyz$ とし，o は水線面の船体中心線上 midship にとる。船の重心を G とし，G の水線面上投影点を G_0 とする。船は一定速度を保ち，規則波中を上下揺，縦揺，左右揺，船首揺及び横揺をしながら，平均進行方向は OX 方向をとるものと仮定する。即ち，前後揺及び横漂流は無視する。

規則波の隆起（下向きを正とする）は，表面波については次式で表わされる。

$$h=h_0\cos(kX_1-\omega t)$$
$$\fallingdotseq h_0\cos(kx\cos\chi-ky\sin\chi-\omega_e t) \qquad (1)$$

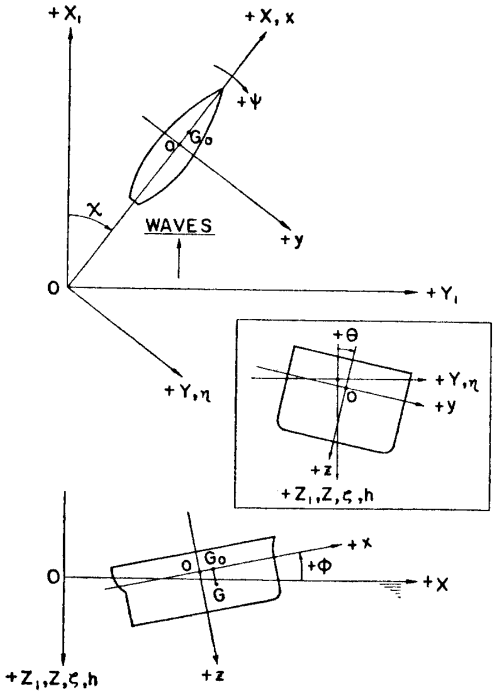

Fig. 1 Coordinates

ただし

h_0 : wave amplitude

$k=\omega^2/g=2\pi/\lambda$

λ : wave length, g : acceleration of gravity

ω : wave circular frequency

$\omega_e=\omega-kV\cos\chi$: circular frequency of wave encounter

また，規則波の深度 Z，近似的には z における副波の式は近似的に次のように表わされる。

$$h(z)=h_0e^{-kz}\cos(kx\cos\chi-ky\sin\chi-\omega_e t) \qquad (2)$$

そして，副波の Z 方向（近似的には z 方向）の orbital velocity と orbital acceleration はそれぞれ近似的に次のように表わされる。

$$v_z=\omega h_0e^{-kz}\sin(kx\cos\chi-ky\sin\chi-\omega_e t) \qquad (3)$$

$$\dot{v}_z=-\omega^2h_0e^{-kz}\cos(kx\cos\chi-ky\sin\chi-\omega_e t) \qquad (4)$$

また，副波の Y 方向（近似的には y 方向）の orbital velocity と orbital acceleration はそれぞれ近似的に次のように表わされる。

$$v_y=\omega h_0\sin\chi e^{-kz}\cos(kx\cos\chi-ky\sin\chi-\omega_e t) \qquad (5)$$

$$\dot{v}_y=\omega^2h_0\sin\chi e^{-kz}\sin(kx\cos\chi-ky\sin\chi-\omega_e t) \qquad (6)$$

船が規則波の中を上下揺（ζ），縦揺（ϕ），左右揺（η），船首揺（ψ）及び横揺（θ）をしながら，一定速度（V）を保つて進行している場合に，船長方向 x の位置の断面に働らく流体力はモーメンタム理論より次のようになる。

a）上下方向の力（下向きを正とする）

$$\frac{dF_z}{dx}=\frac{dF_{Bz1}}{dx}+\frac{dF_{Bz2}}{dx}+\frac{dF_{Bz3}}{dx}+\frac{dF_{Bz4}}{dx}+\frac{dF_{Wz1}}{dx}+\frac{dF_{Wz2}}{dx}+\frac{dF_{Wz3}}{dx}+\frac{dF_{Wz4}}{dx} \tag{7}$$

ただし，

$$\frac{dF_{Bz1}}{dx}=-2\rho g y_w\{\zeta-(x-x_G)\phi\}$$

$$\frac{dF_{Bz2}}{dx}=-\rho N_z\{\dot{\zeta}-(x-x_G)\dot{\phi}+V\phi\}$$

$$\frac{dF_{Bz3}}{dx}=-\rho s_z\{\ddot{\zeta}-(x-x_G)\ddot{\phi}+2V\dot{\phi}\}$$

$$\frac{dF_{Bz4}}{dx}=V\frac{d(\rho s_z)}{dx}\{\dot{\zeta}-(x-x_G)\dot{\phi}+V\phi\}$$

$$\frac{dF_{Wz1}}{dx}=2\rho g y_w h_e$$

$$\frac{dF_{Wz2}}{dx}=\rho N_z v_{ze}$$

$$\frac{dF_{Wz3}}{dx}=\rho s_z \dot{v}_{ze}$$

$$\frac{dF_{Wz4}}{dx}=-V\frac{d(\rho s_z)}{dx}v_{ze}$$

ρ : density of sea water, g : acceleration of gravity

y_w : half breadth of water plane

x_G : x-coordinate of the center of gravity

ρN_z : sectional damping coefficient for vertical motion

ρs_z : sectional added mass for vertical motion

$h_e \fallingdotseq C_1C_2h=C_1C_2h_0\cos(kx\cos\chi-\omega_e t)$

$v_{ze}\fallingdotseq \omega h_0C_1C_2\sin(kx\cos\chi-\omega_e t)$

$\dot{v}_{ze}\fallingdotseq -\omega^2h_0C_1C_2\cos(kx\cos\chi-\omega_e t)$

$C_1=\sin(ky_w\sin\chi)/ky_w\sin\chi$

$C_2=e^{-kd_m}$, $d_m=$(sectional area)$/2y_w$

b）上下方向の力による重心の周りのモーメント（$\overrightarrow{zx}$ 方向を正とする）

$$\frac{dM_{zx}}{dx}=-\frac{dF_z}{dx}(x-x_G) \tag{8}$$

c）左右方向の力（右舷方向の力を正とする）

$$\frac{dF_y}{dx}=\frac{dF_{By1}}{dx}+\frac{dF_{By2}}{dx}+\frac{dF_{By3}}{dx}+\frac{dF_{By4}}{dx}+\frac{dF_{Wy1}}{dx}+\frac{dF_{Wy2}}{dx}+\frac{dF_{Wy3}}{dx}+\frac{dF_{Wy4}}{dx} \tag{9}$$

ただし，

$$\frac{dF_{By1}}{dx}=0$$

$$\frac{dF_{By2}}{dx}=-\rho N_y\{\dot{\eta}+(x-x_G)\dot{\psi}-V\psi+(z_G-l_w)\dot{\theta})\}$$

$$\frac{dF_{By3}}{dx}=-\rho s_y\{\ddot{\eta}+(x-x_G)\ddot{\psi}-2V\dot{\psi}+(z_G-l_\eta)\ddot{\theta}\}$$

$$\frac{dF_{By4}}{dx}=V\frac{d(\rho s_y)}{dx}\{\dot{\eta}+(x-x_G)\dot{\psi}-V\psi+(z_G-l_\eta)\dot{\theta}\}-V\rho s_y\frac{dl_\eta}{dx}\dot{\theta}$$

$$\frac{dF_{Wy1}}{dx}=2\rho g h_0\int_0^d e^{-kz_s}\sin(ky_s\sin\chi)dz_s\cdot\sin(kx\cos\chi-\omega_e t)$$

$$\frac{dF_{Wy2}}{dx}=\rho N_y v_{ye}$$

$$\frac{dF_{Wy3}}{dx}=\rho s_y \dot{v}_{ye}$$

$$\frac{dF_{Wy4}}{dx}=-V\frac{d(\rho s_y)}{dx}v_{ye}$$

ρN_y : sectional damping coefficient for horizontal motion

ρs_y : sectional added mass for horizontal motion

l_w : lever of damping force due to rolling motion with respect to o

l_η : lever of added mass inertia force due to rolling motion with respect to o

d : draught of the section

y_s : y-coordinate of the section contour

z_s : z-coordinate of the section contour

$v_{ye}\fallingdotseq\omega h_0 \sin\chi\cdot e^{-kd/2}\cos(kx\cos\chi-\omega_e t)$

$\dot{v}_{ye}\fallingdotseq\omega^2 h_0 \sin\chi e^{-kd/2}\sin(kx\cos\chi-\omega_e t)$

d）左右方向の力による重心の周りのモーメント（$\overrightarrow{xy}$ 方向を正とする）

$$\frac{dM_{xy}}{dx}=\frac{dF_y}{dx}(x-x_G) \tag{10}$$

e）重心の周りの横揺モーメント（$\overrightarrow{yz}$ 方向を正とする）

$$\frac{dM_{yz}}{dx}=\frac{dM_{B\theta1}}{dx}+\frac{dM_{B\theta2}}{dx}+\frac{dM_{B\theta3}}{dx}+\frac{dM_{B\theta4}}{dx}+\frac{dM_{W\theta1}}{dx}+\frac{dM_{W\theta2}}{dx}+\frac{dM_{W\theta3}}{dx}+\frac{dM_{W\theta4}}{dx} \tag{11}$$

ただし，

$$\frac{dM_{B\theta1}}{dx}=-w(z_G'-z_G)\theta-\rho g s' m_t'\theta$$

w : sectional weight of the ship

z_G : z-coordinate of the centre of gravity of ship

z_G' : z-coordinate of the centre of gravity of w

s' : sectional area, m'_t : sectional metacentric radius

$$\frac{dM_{B\theta2}}{dx}=-\rho N_y(z_G-l_w)\{\dot{\eta}+(x-x_G)\dot{\psi}-V\psi+z_G\dot{\theta}\}+\rho N_\eta l_w(z_G-l_w)\dot{\theta}$$

$$\frac{dM_{B\theta3}}{dx}=-\rho s_y(z_G-l_\eta)\{\ddot{\eta}+(x-x_G)\ddot{\psi}-2V\dot{\psi}+z_G\ddot{\theta}\}+\rho s_y l_\eta(z_G-l_\theta)\ddot{\theta}$$

$$\frac{dM_{B\theta4}}{dx}=V\frac{d\{\rho s_y(z_G-l_\eta)\}}{dx}\{\dot{\eta}+(x-x_G)\dot{\psi}-V\psi+z_G\dot{\theta})\}-V\frac{d\{\rho s_y l_\eta(z_G-l_\theta)\}}{dx}\dot{\theta}$$

$$\frac{dM_{W\theta1}}{dx}=\frac{dF_{Wy1}}{dx}(z_G-l_1)$$

$$\frac{dM_{W\theta2}}{dx}=\frac{dF_{Wy2}}{dx}(z_G-l_w)$$

$$\frac{dM_{W\theta3}}{dx}=\frac{dF_{Wy3}}{dx}(z_G-l_\eta)$$

$$\frac{dM_{W\theta4}}{dx}=-V\frac{d\{\rho s_y(z_G-l_\eta)\}}{dx}v_{ye}$$

$l_\theta=\rho i/\rho s_y l_\eta$, ρi : added mass moment of inertia

$$l_1=\frac{\int_0^d e^{-kz_s}\sin(ky_s\sin\chi)z_s dz_s-\int_0^{y_w} e^{-kz_s}\sin(ky_s\sin\chi)y_s dy_s}{\int_0^d e^{-kz_s}\sin(ky_s\sin\chi)dz_s}$$

そこで，

$$\left.\begin{aligned}\frac{W}{g}\ddot{\zeta}&=\int_L\frac{dF_z}{dx}dx\\ \frac{I_\phi}{g}\ddot{\phi}&=\int_L\frac{dM_{zx}}{dx}dx\end{aligned}\right\} \tag{12}$$

$$\left.\begin{aligned}\frac{W}{g}\ddot{\eta}&=\int_L\frac{dF_y}{dx}dx\\ \frac{I_\phi}{g}\ddot{\psi}&=\int_L\frac{dM_{xy}}{dx}dx\\ \frac{I_\theta}{g}\ddot{\theta}&=\int_L\frac{dM_{yz}}{dx}dx\end{aligned}\right\}\qquad(13)$$

とおく。

ただし，右辺の積分範囲は船の後端より前端までで，また

W/g : mass of the ship

I_ϕ/g : moment of inertia of the ship for pitching motion

I_ψ/g : moment of inertia of the ship for yawing motion

I_θ/g : moment of inertia of the ship for rolling motion

(12)及び(13)は，それぞれ上下揺と縦揺の連成運動方程式並びに左右揺，船首揺及び横揺の連成運動方程式を与える。

(12)及び(13)にて，規則波より働らく力の項を右辺に残し，その他の力の項をすべて左辺に移すと，(12)及び(13)はそれぞれ次のような形に書くことができる。

$$\left.\begin{aligned}A_{11}\ddot{\zeta}+A_{12}\dot{\zeta}+A_{13}\zeta+A_{14}\ddot{\phi}+A_{15}\dot{\phi}+A_{16}\phi=F_\zeta\\ A_{21}\ddot{\zeta}+A_{22}\dot{\zeta}+A_{23}\zeta+A_{24}\ddot{\phi}+A_{25}\dot{\phi}+A_{26}\phi=M_\phi\end{aligned}\right\}\qquad(14)$$

$$\left.\begin{aligned}a_{11}\ddot{\eta}+a_{12}\dot{\eta}+a_{13}\eta+a_{14}\ddot{\psi}+a_{15}\dot{\psi}+a_{16}\psi+a_{17}\ddot{\theta}+a_{18}\dot{\theta}+a_{19}\theta=F_\eta\\ a_{21}\ddot{\eta}+a_{22}\dot{\eta}+a_{23}\eta+a_{24}\ddot{\psi}+a_{25}\dot{\psi}+a_{26}\psi+a_{27}\ddot{\theta}+a_{28}\dot{\theta}+a_{29}\theta=M_\phi\\ a_{31}\ddot{\eta}+a_{32}\dot{\eta}+a_{33}\eta+a_{34}\ddot{\psi}+a_{35}\dot{\psi}+a_{36}\psi+a_{37}\ddot{\theta}+a_{38}\dot{\theta}+a_{39}\theta=M_\theta\end{aligned}\right\}\qquad(15)$$

(14)が福田[1]が誘導した上下揺と縦揺の連成運動方程式に相当し，(15)が田才[2]が誘導した左右揺，船首揺及び横揺の連成運動方程式に相当する。(14)の左辺の諸係数 $A_{11}, A_{12}, \cdots$; $A_{21}, A_{22}, \cdots$及び右辺の強制力に関する項 F_ζ, M_ϕ は，田才[5]の方法によつて計算された断面の付加質量と減衰係数を用いて計算することができる。また，(15)の左辺の諸係数 $a_{11}, a_{12}, \cdots$; $a_{21}, a_{22}, \cdots$; $a_{31}, a_{32}, \cdots$; 及び右辺の強制力に関する項 F_η, M_ϕ, M_θ は，田才[6]あるいは田村[7]の方法によつて計算された断面の付加質量，減衰係数等を用いて計算することができる。(附録参照) ただし，(15)の第3式中の横揺減衰係数 a_{38} については，上に述べた方法で求められた線形造波減衰抵抗係数を用いるのは適当でない。横揺減衰抵抗には線形造波抵抗だけでなく非線形粘性抵抗をも考慮しなければならない。そこで，ビルジキールの効果をも含めた非線形減衰抵抗を考慮した横揺減衰係数を渡辺・井上[8]の N 係数を利用して推定することにし，さらに，この非線形減衰係数をこれと等価な線形減衰係数でおきかえて，(15)の運動方程式を形式的には線形微分方程式として解く方法をとる。渡辺・井上のN係数を利用した横揺減衰係数推定法では船速が零の場合の横揺減衰係数しか求められない。一方，三菱重工業長崎研究所船型試験場における模型実験結果によれば[9]，横揺減衰係数は前進速度のある場合には前進速度のない場合に較べて 1.5～1.8 倍程度の値となり，また横揺周波数の高い場合にはこの増加量が少ない。これらのことを考慮して，a_{38} を次のような近似式で推定することにする。

$$a_{38}=2\,\alpha_e a_{37}\{1+0.8(1-e^{-10F_r})(\omega_n/\omega_e)^2\}\qquad(16)$$

ただし，

$$2\,\alpha_e=\frac{2}{\pi}\omega_n\{a_1+b_1(\omega_e/\omega_n)\theta_0\}$$

$$\omega_n=\sqrt{a_{39}/a_{37}}$$

θ_0 : rolling amplitude, F_r : Froude number

ここで，a_1 及び b_1 は静水中の自由横揺の減衰曲線を $\varDelta\theta=a_1\theta_m+b_1\theta_m{}^2$ とおいて求められる係数であるが，一方N係数を用いれば $\varDelta\theta=N\theta_m{}^2$ と近似することができる。従つて，渡辺・井上のN係数推定式より，$\theta_m=10°$ 及び $\theta_m=20°$ の場合のN係数即ち $N_{10°}$ 及び $N_{20°}$ を求めて

$$\left.\begin{aligned}N_{10°}&=(a_1/10°)+b_1\\ N_{20°}&=(a_1/20°)+b_1\end{aligned}\right\}$$

より a_1 及び b_1 を決定することができる。

以上のようにして，a_{33} として非線形減衰係数と等価な線形減衰係数におきかえたものを採用すれば a_{33} は横揺角振幅の関数となるので，(15)の連成運動方程式は逐次近似的に繰返し計算によつて解かれなければならない。一方，(14)の連成運動方程式は通常の線形連立微分方程式として解けばよい。このようにして(14)及び(15)を解けば，次の形の解を得る。

$$\left.\begin{aligned}\zeta&=\zeta_0\cos(\omega_e t-\varepsilon_\zeta)\\ \phi&=\phi_0\cos(\omega_e t-\varepsilon_\phi)\\ \eta&=\eta_0\cos(\omega_e t-\varepsilon_\eta)\\ \psi&=\psi_0\cos(\omega_e t-\varepsilon_\psi)\\ \theta&=\theta_0\cos(\omega_e t-\varepsilon_\theta)\end{aligned}\right\} \tag{17}$$

2.2 船体表面に働らく変動水圧

(17)のような上下揺，縦揺，左右揺，船首揺及び横揺の解が得られれば，これらの解を利用して田才[3,4]の方法により船体横断面の表面に働らく変動水圧を計算することができる。即ち，変動水圧を

$$P=P_0\cos(\omega_e t-\varepsilon_p)=P_c\cos\omega_e t+P_s\sin\omega_e t \tag{18}$$

の形で表わせば

$$P=P_V+P_H+P_R+P_W \tag{19}$$

ただし
P_V : pressure due to vertical motion
P_H : pressure due to horizontal motion with respect to o
P_R : pressure due to rolling motion with respect to o
P_W : pressure due to regular wave

のような4種類の圧力の和の形で求められる。

ここで

$$P_V=\rho g h_0\{\bar{P}_{VC}\cos\omega_e t+\bar{P}_{VS}\sin\omega_e t\} \tag{20}$$

$$P_H=\rho g h_0\{\bar{P}_{HC}\cos\omega_e t+\bar{P}_{HS}\sin\omega_e t\} \tag{21}$$

$$P_R=\rho g h_0\{\bar{P}_{RC}\cos\omega_e t+\bar{P}_{RS}\sin\omega_e t\} \tag{22}$$

$$P_W=\rho g h_0\{\bar{P}_{WC}\cos\omega_e t+\bar{P}_{WS}\sin\omega_e t\} \tag{23}$$

そして

$$\begin{aligned}\left.\begin{matrix}\bar{P}_{VC}\\ \bar{P}_{VS}\end{matrix}\right\}=&\frac{\zeta_0}{h_0}\left[(1+P''_{aH})\begin{Bmatrix}\cos\varepsilon_\zeta\\ \sin\varepsilon_\zeta\end{Bmatrix}-P''_{dH}\begin{Bmatrix}\sin\varepsilon_\zeta\\ -\cos\varepsilon_\zeta\end{Bmatrix}\right]\\ &-(x-x_G)\frac{\phi_0}{h_0}\left[(1+P''_{aH})\begin{Bmatrix}\cos\varepsilon_\phi\\ \sin\varepsilon_\phi\end{Bmatrix}-P''_{dH}\begin{Bmatrix}\sin\varepsilon_\phi\\ -\cos\varepsilon_\phi\end{Bmatrix}\right]\\ &-(V/\omega_e)\frac{\phi_0}{h_0}\left[2P''_{aH}\begin{Bmatrix}\sin\varepsilon_\phi\\ -\cos\varepsilon_\phi\end{Bmatrix}+P''_{dH}\begin{Bmatrix}\cos\varepsilon_\phi\\ \sin\varepsilon_\phi\end{Bmatrix}\right]\end{aligned} \tag{24}$$

$$\begin{aligned}\left.\begin{matrix}\bar{P}_{HC}\\ \bar{P}_{HS}\end{matrix}\right\}=&\frac{\eta_0}{h_0}\left[P''_{as}\begin{Bmatrix}\cos\varepsilon_\eta\\ \sin\varepsilon_\eta\end{Bmatrix}-P''_{ds}\begin{Bmatrix}\sin\varepsilon_\eta\\ -\cos\varepsilon_\eta\end{Bmatrix}\right]\\ &+(x-x_G)\frac{\psi_0}{h_0}\left[P''_{as}\begin{Bmatrix}\cos\varepsilon_\psi\\ \sin\varepsilon_\psi\end{Bmatrix}-P''_{ds}\begin{Bmatrix}\sin\varepsilon_\psi\\ -\cos\varepsilon_\psi\end{Bmatrix}\right]\\ &+(V/\omega_e)\frac{\psi_0}{h_0}\left[2P''_{as}\begin{Bmatrix}\sin\varepsilon_\psi\\ -\cos\varepsilon_\psi\end{Bmatrix}+P''_{ds}\begin{Bmatrix}\cos\varepsilon_\psi\\ \sin\varepsilon_\psi\end{Bmatrix}\right]\\ &+z_G\frac{\theta_0}{h_0}\left[P''_{as}\begin{Bmatrix}\cos\varepsilon_\theta\\ \sin\varepsilon_\theta\end{Bmatrix}-P''_{ds}\begin{Bmatrix}\sin\varepsilon_\theta\\ -\cos\varepsilon_\theta\end{Bmatrix}\right]\end{aligned} \tag{25}$$

$$\left.\begin{matrix}\bar{P}_{RC}\\ \bar{P}_{RS}\end{matrix}\right\}=y_s\frac{\theta_0}{h_0}\begin{Bmatrix}\cos\varepsilon_\theta\\ \sin\varepsilon_\theta\end{Bmatrix}+y_w\frac{\theta_0}{h_0}\left[P''_{aR}\begin{Bmatrix}\cos\varepsilon_\theta\\ \sin\varepsilon_\theta\end{Bmatrix}-P''_{dR}\begin{Bmatrix}\sin\varepsilon_\theta\\ -\cos\varepsilon_\theta\end{Bmatrix}\right] \tag{26}$$

$$\begin{aligned}\bar{P}_{WC}=&-e^{-kz_s}\cos(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)\\ &-e^{-kz_s}\left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)^2P''_{aH}\cos(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)\\ &+e^{-kz_s}\left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)P''_{dH}\sin(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)\\ &+e^{-kz_s}\sin\chi\left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)^2P''_{as}\sin(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)\end{aligned}$$

$$
\left.\begin{aligned}
&+e^{-kz_s}\sin\chi\left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)P''_{ds}\cos(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)\\
\bar{P}_{WS}=&-e^{-kz_s}\sin(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)\\
&-e^{-kz_s}\left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)^2P''_{aH}\sin(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)\\
&-e^{-kz_s}\left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)P''_{dH}\cos(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)\\
&-e^{-kz_s}\sin\chi\left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)^2P''_{as}\cos(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)\\
&+e^{-kz_s}\sin\chi\left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)P''_{ds}\sin(kx\cos\chi-ky_s\sin\chi)
\end{aligned}\right\} \tag{27}
$$

従つて,

$$
\left.\begin{aligned}
&P_c=\rho gh_0(\bar{P}_{VC}+\bar{P}_{HC}+\bar{P}_{RC}+\bar{P}_{WC})\\
&P_s=\rho gh_0(\bar{P}_{VS}+\bar{P}_{HS}+\bar{P}_{RS}+\bar{P}_{WS})\\
&P_0=\sqrt{P_c{}^2+P_s{}^2}\\
&\varepsilon_p=\tan^{-1}(P_s/P_c)
\end{aligned}\right\} \tag{28}
$$

P''_{aH}, P''_{dH}, P''_{aS}, P''_{dS}, P''_{aR}, P''_{dR} 等の計算式は田才[3~6]の論文に詳しく述べられている。

2.3 倉内荷油の変動圧力

(17) のような上下揺, 縦揺, 左右揺, 船首揺及び横揺の解が得られれば, これらの解を利用して荷油倉周壁に働らく変動油圧を近似的に計算することができる。

巨大型油送船の中央荷油倉に荷油を満載し, 両側荷油倉は空倉の場合について考える。船が動揺している場合に倉内荷油は荷油倉に対して相対運動をしないと仮定すれば, 荷油倉の周壁に働らく変動油圧は次のように近似することができる。即ち, Fig. 2 に示すような横断面について,

a) 上下方向の運動に基ずく変動圧力

両側の縦隔壁と船底外板には荷油倉の深さに比例した変動圧力を生じ, 船底部の変動圧力は

$$\varDelta p_1=-\rho_c\bar{d}\ddot{Z}=-\rho_c\bar{d}\{\ddot{\zeta}-(x-x_G)\ddot{\phi}\} \tag{29}$$

ただし

ρ_c : density of cargo oil

$\bar{d}$: depth of centre tank

b) 左右方向の運動に基ずく変動圧力

中央荷油倉の中心線の両側で変動圧力の符号が逆となり, 変動圧力の絶対値は中心線よりの水平距離に比例する。片側の縦隔壁に働らく変動圧力は

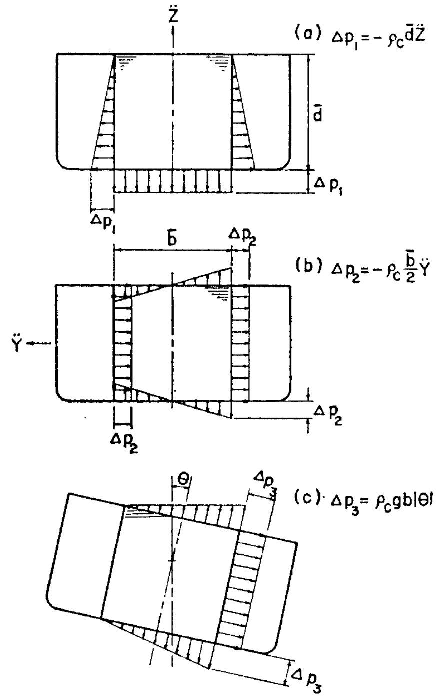

Fig. 2 Fluctuations of Cargo Oil Pressure due to Ship Motions

$$\varDelta p_2=-\rho_c\frac{\bar{b}}{2}\ddot{Y}=-\rho_c\frac{\bar{b}}{2}\{\ddot{\eta}+(x-x_G)\ddot{\psi}\} \tag{30}$$

ただし　$\bar{b}$: breadth of centre tank

(30)は変動圧力の近似値を与え, 実際問題としては甲板にかかる静圧力と変動圧力の和が片舷で負となることはあり得ない。

c) 横揺に基ずく変動圧力

近似的に傾斜角によつて生じる静圧の増加分だけを考えれば, 片側の縦隔壁には変動圧力が生じないで, 甲板, 傾いた側の縦隔壁及び船底外板には, 変動圧力を生じない縦隔壁よりの水平方向の距離に比例した変動圧力が働らく。傾いた側の縦隔壁に働らく変動圧力は

$$\varDelta p_3=\rho_c g\bar{b}|\theta| \tag{31}$$

(31)の変動圧力以外に横揺加速度に基づく変動圧力を生じるが，渡辺[10]によればこの変動圧力の大いさは(31)の値の 10～20% 程度であり，これを無視することにする。

2.4 横強度計算

規則波中を上下揺，縦揺，左右揺，船首揺及び横揺をしながら前進する船の横断面の表面に働らく変動水圧と荷油倉周壁に働らく変動油圧とは 2.1～2.3 に述べた方法によつて計算することができる。従つて，任意の時刻における船体横断面に働らく動的な荷重（静的荷重をも含む）が与えられるので，船体横断面に適当な拘束条件を仮定すれば平面構造計算による横強度計算を行なうことができる。より精密な立体強度計算も可能であるが，ここでは簡単な仮定による横強度計算を考えることにする。

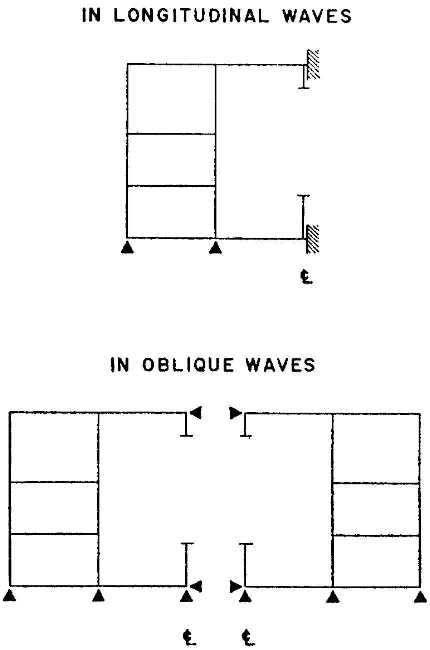

Fig. 3 Support Conditions for Transverse Strength Calculation

正面迎波状態及び真後ろ追波状態では船体横断面に働らく横荷重は左右対称であるが，横波中及び斜波中では船体横断面に働らく横荷重は左右対称でない。そこで Fig. 3 に示すように，縦波中の場合には船体横断面の中心線より片側のみを考え，船底中央部と甲板中央部とを固定支持とし，船底ビルジ部と縦隔壁船底部を上下方向の変位のみを拘束した支持とする。一方，横波状態をも含めた斜波中では，船体横断面全体を考え，船底中央部では上下方向変位と左右方向変位のみを拘束する支持とし，甲板中央部では左右方向変位のみを拘束する支持とする。両舷の船底ビルジ部と両側の縦隔壁船底部とは上下方向の変位のみを拘束した支持とする。このような支持条件の下に船体表面に働らく動的水圧（静的圧力を含む）及び中央荷油倉周壁に働らく動的油圧（静的圧力を含む）を荷重として与える。横強度計算に当つては，船体横断面の骨組構造を数多くの構成部材に分割し，これらの部材が各節点で結合されたものと考えて平面構造計算法[11]を適用する。

3 計　算　例

2に説明した計算方法によつて，Table 1 にその主要目を示すような巨大型油送船について規則波中の船体運動の計算を行ない，船体中央部及び S.S. $7^1/_2$ における横断面に働らく変動水圧の計算並びに横強度計算を試みた。

3.1 船体運動計算結果

次のような計算条件の下に規則波中の船体運動の計算を行なつた。

船の針路：$\chi=0,\ 45,\ 90,\ 135,\ 180°$

船速：$F_r=0.10,\ 0.15$

波長：$\sqrt{L/\lambda}=0.3\sim1.5$ (0.1 間隔)

波高：$H_W=10$ m

ただし，

χ : angle between the ship course and the wave direction
($\chi=0°$: following waves)

F_r : Froude number

$H_W=2h_0$: wave height

L : ship length, λ : wave length

Table 1 Main Particulars of a Gigantic Oil Tanker

Length between Perpendiculars (L)	310.00 m
Breadth Moulded (B)	48.40 m
Depth Moulded (D)	23.60 m
Draught Moulded (d)	17.80 m
Displacement (W)	230,048 t
Length/Breadth (L/B)	6.4050
Breadth/Draught (B/d)	2.7191
Block Coefficient (C_b)	0.8403
Centre of Gravity from Midship (x_G)	0.0326 L
Centre of Gravity from Water Line (z_G)	0.3202 d
Metacentric Radius (GM)	0.4264 d
Longitudinal Gyradius (κ_l)	0.2336 L
Transverse Gyradius (κ_t)	0.3469 B

上下揺と縦揺の連成運動方程式(14)において，各運動方程式の左辺の諸係数と右辺の強制力及び強制モーメントは，田才[5]の方法で求めた断面付加質量 ρs_z と断面減衰係数 ρN_z を用いて計算している。

左右揺，船首揺及び横揺の連成運動方程式(15)において，各運動方程式の左辺の諸係数は a_{38} を除いて田村[7]

の方法によつて求められた断面付加質量 ρs_y と断面減衰係数 ρN_y 及びモーメントレバー l_η, l_θ, l_w 等を用いて計算し，また右辺の強制力及び強制モーメントも田村[7]の方法によつて求められた二次元断面に対する強制力係数 K_r, K_t 及びそのモーメントレバー h_{Wr}, h_{Wt} を用いて計算している。ただし，この場合の強制力と強制モーメントの計算では(9)の中の (dF_{Wy4}/dx) 及び(11)の中の $(dM_{W\theta4}/dx)$ の項を省略している。従つて左右揺強制力 F_η，船首揺強制モーメント M_ψ 及び横揺強制モーメント M_θ の中で $(dF_{W\eta4}/dx)$ 及び $(dM_{W\theta4}/dx)$ の項に基づく船速影響の項を含んでいない。田才[2]の方法によればこれらの船速影響の項を取入れることができるが，今回の計算ではこのような船速影響の項を考慮しなかつた。

上下揺と縦揺の連成運動方程式(14)は線形運動方程式として解かれるが，左右揺，船首揺及び横揺の連成運動方程式(15)は横揺減衰係数 a_{38} に非線形減衰抵抗を取入れて非線形運動方程式として解かれる。左右揺，船首揺及び横揺運動の非線形性を検討するために，$\lambda/L=1$，$\chi=90°$，$F_r=0.15$ の場合について波高を 0～20 m の範囲で変化させた場合の計算結果を Fig. 4 に示す。横揺振幅にはかなりの非線形性が表われているが，左右揺振幅と船首揺振幅にはそれ程大きい非線形性は表われていない。

一方，a_{38} を線形造波減衰係数と考え田村[7]の方法で求めた値をとつて(15)を線形運動方程式として解いた場合と，a_{38} を非線形減衰係数と考え(15)を非線形運動方程式として解いた場合との比較を Table 2 に示す。(この計算例は，本論文における計算条件と若干異つた条件で計算されている。) (16)に仮定された前進速度影響を考慮した場合とこれを考慮しない場合との比較をも示している。

さて，前記の計算条件の下に規則波中の船体運動の計算を行なつた結果を Figs. 5～9 に示す。図には，上

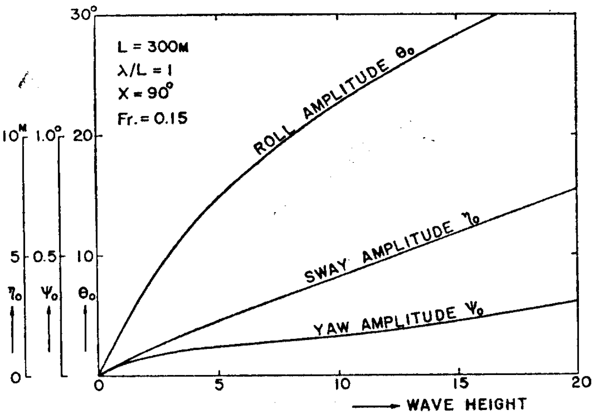

Fig. 4 Amplitudes of Non-Linear Motions as Functions of Wave Height

Table 2 Comparisons of Rolling Amplitude Calculations

λ/L	F_r.	Rolling Amplitude in Degree (a)	(b)	(c)
0.7	0.10	13.9	13.9	13.6
	0.15	13.8	13.8	13.5
1.0	0.10	58.3	36.8	30.4
	0.15	58.2	36.7	28.4
1.5	0.10	15.6	15.6	15.4
	0.15	15.4	15.6	15.4

(a): Calculated by using linear roll damping without speed influence

(b): Calculated by using non-linear roll damping without speed influence

(c): Calculated by using non-linear roll damping with speed influence

in regular beam waves. (Wave Height$=\lambda/20$)

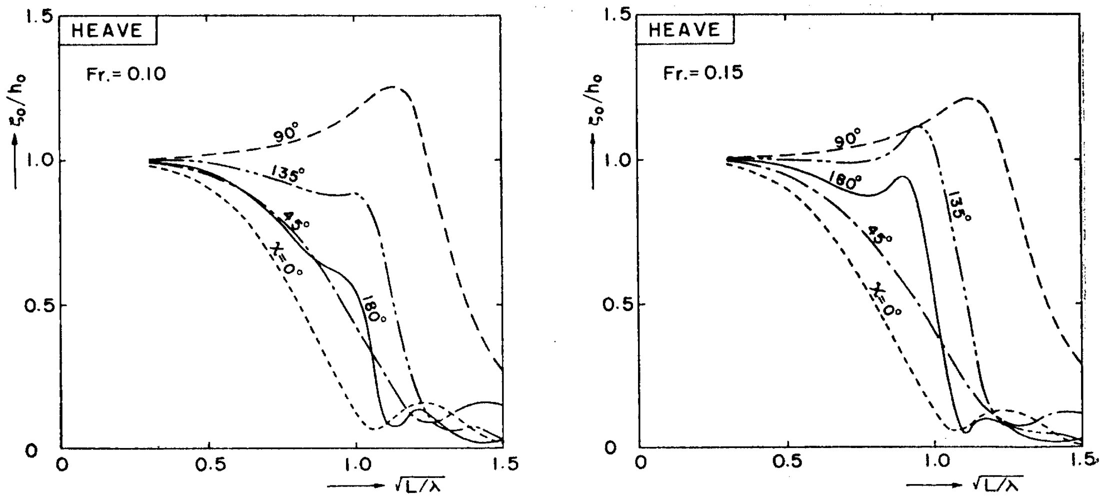

Fig. 5 Heaving Amplitudes in Regular Waves from Different Directions

下揺，縦揺，左右揺，船首揺及び横揺の振幅を形式的に無次元化して $\sqrt{L/\lambda}$ の関数として表わしている。上下揺と縦揺は線形運動として解かれているので，これらの運動振幅の無次元値は応答関数を表わしていが，左右揺，船首揺及び横揺は非線形運動として解かれているので，これらの運動振幅の無次元値は前者の場合の意味での応答関数とはなつていない。

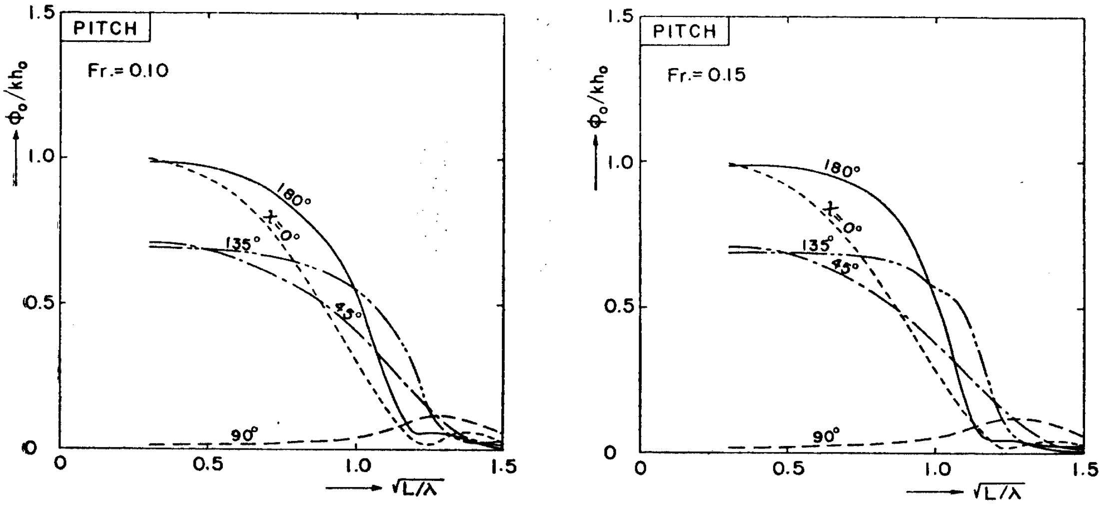

Fig. 6 Pitching Amplitudes in Regular Waves from Different Directions

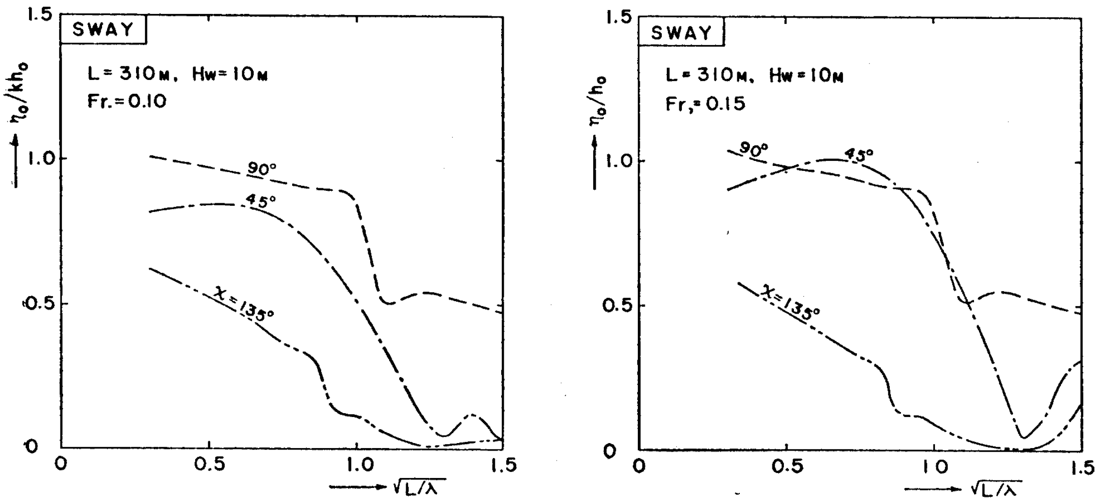

Fig. 7 Swaying Amplitudes in Regular Waves from Different Directions

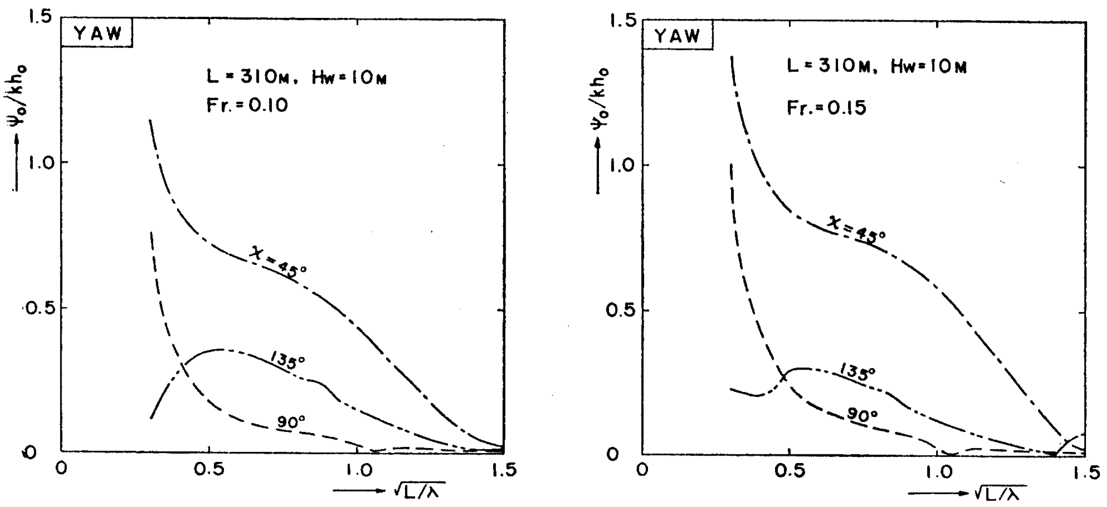

Fig. 8 Yawing Amplitudes in Regular Waves from Different Directions

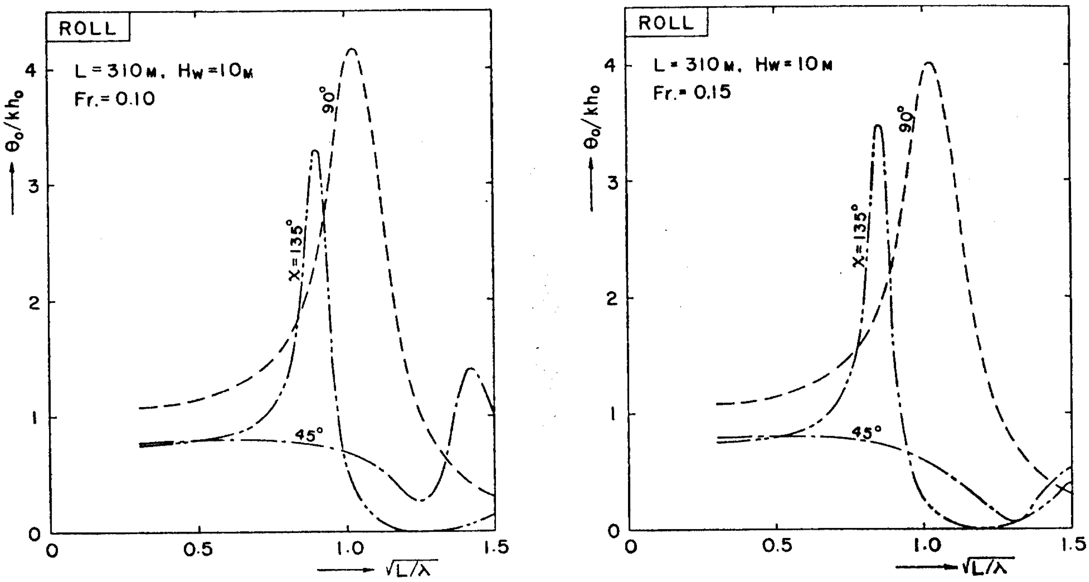

Fig. 9 Rolling Amplitudes in Regular Waves from Different Directions

3.2 船体表面に働らく変動水圧計算結果

3.1 に示したような規則波中の船体運動計算結果を用いて，2.2 で説明した計算法によつて規則波中の船の横断面に働らく変動水圧の計算を行なつた。計算条件は次の通りである。

船の針路：$\chi=0,\ 45,\ 90,\ 135,\ 180°$

船速：$F_r=0.10,\ 0.15$

波長：$\lambda/L=0.50,\ 0.75,\ 1.00$

波高：$H_W=10\ \mathrm{m}$

断面位置：船体中央部及び S.S. $7^1/_2$

Figs. 10～18 に，変動水圧の振幅を無次元化した値（$P_0/\rho gh_0=2P_0/\rho gH_W$）を示している。

大きい変動水圧は，横波中で波に向つた側の舷側水線付近に表われ，次いで，斜め追波状態，斜め迎波状態の順に同様に波に向つた側の舷側水線付近に表われる。

正面迎波状態では，船体中央部よりも S.S. $7^1/_2$ の位置で大きい変動水圧を生じ，真後ろ追波状態では逆の傾向となる。横波状態，斜め迎波状態，斜め追波状態では，船体中央部と S.S. $7^1/_2$ の位置とで変動水圧の大いさに特に大きい差はない。

一般に船側部特に水線付近で変動水圧が大きく，船底部では変動水圧は小さい。

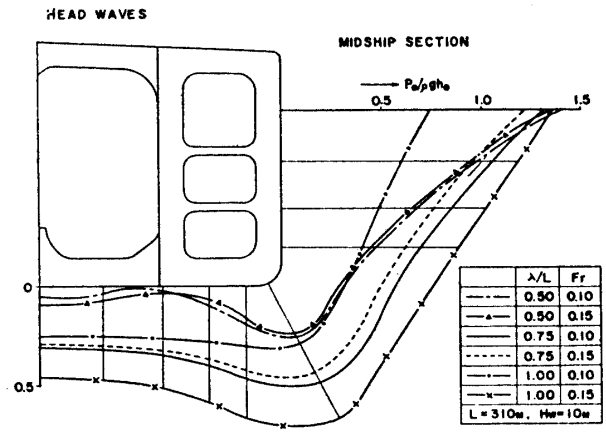

Fig. 10 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Head Waves ($\chi=180°$), Midship Section

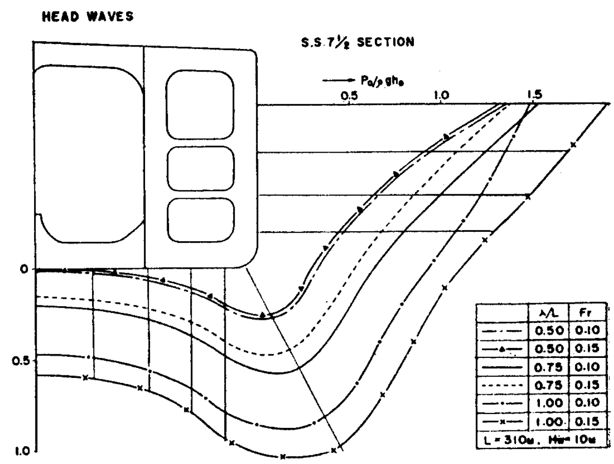

Fig. 11 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Head Waves ($\chi=180°$), S.S. $7^1/_2$ Section

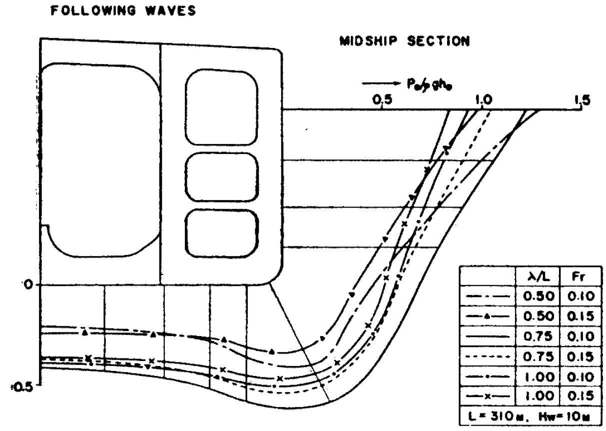

Fig. 12 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Following Waves ($\chi=0°$), Midship Section

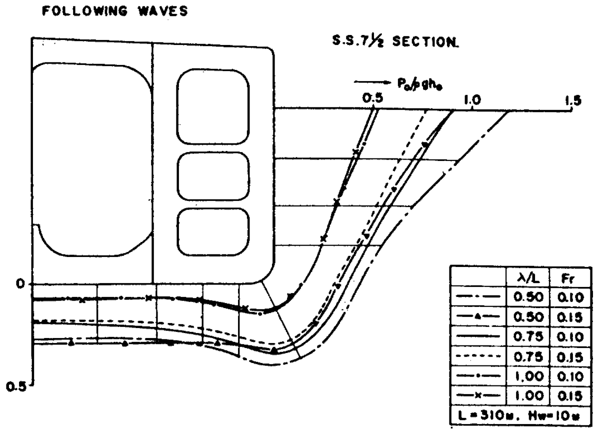

Fig. 13 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Following Waves ($\chi=0°$), S. S. $7^1/_2$ Section

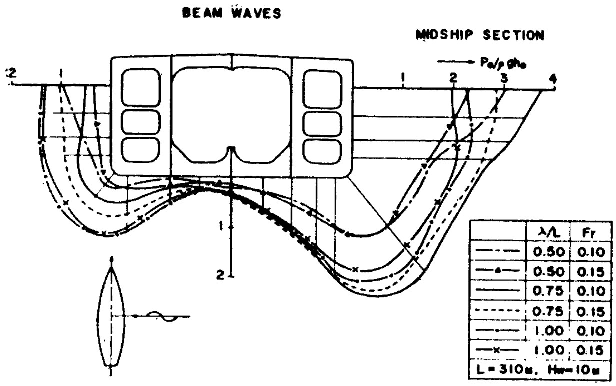

Fig. 14 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Beam Waves ($\chi=90°$), Midship Section

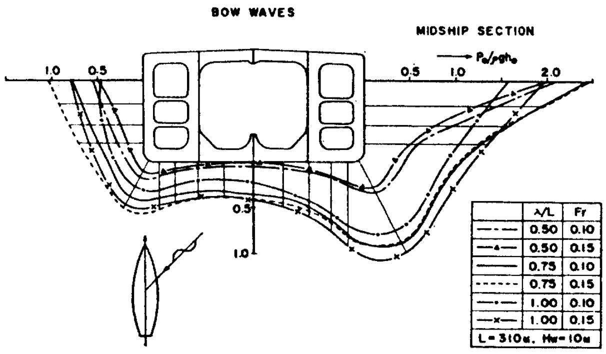

Fig. 15 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Bow Waves ($\chi=135°$), Midship Section

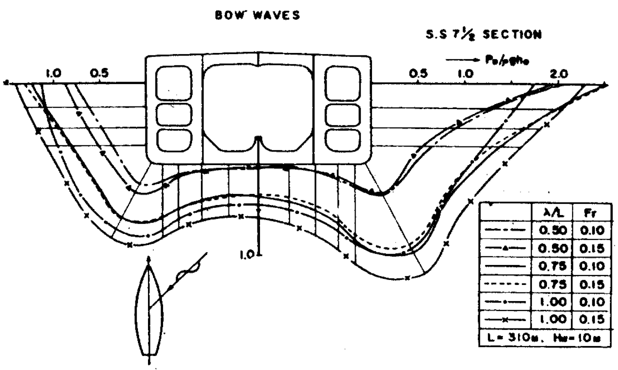

Fig. 16 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Bow Waves ($\chi=135°$), S. S. $7^1/_2$ Section

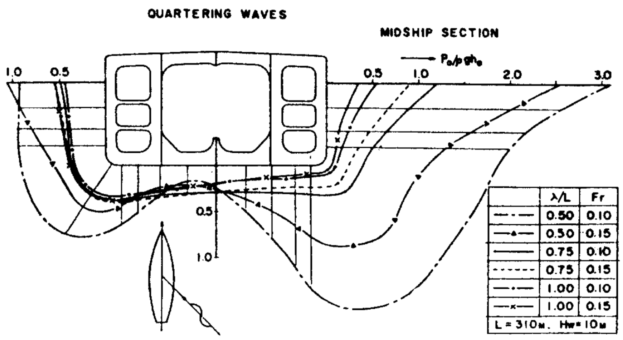

Fig. 17 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Quartering Waves ($\chi=45°$), Midship Section

波長，船速の条件により大きい変動水圧の生じる場合について，船が波と出会う 1 周期の時間内に生じる圧力変動の状況を Figs. 19～22 に示す。図には，船と波の出会い周期 T_e の 1/12 の時間間隔で（静圧＋変動圧）の船体表面上分布を表わしている。

Figs. 19～22 に示した計算結果によれば，玄側水線における変動水圧が最大となる時刻においては，波面は甲板を越える高さに達し，正面迎波状態で S.S. $7^1/_2$ においては (Fig. 19) 甲板上に 3.5 m 水頭の水圧が一様に加わることになり，また，横波状態で船体中央部では (Fig. 20) 13 m 水頭，斜め迎波状態で S.S. $7^1/_2$ におい

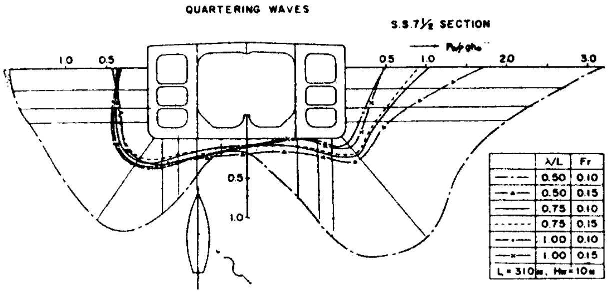

Fig. 18 Amplitudes of Hydrodynamic Pressure in Regular Quartering Waves ($\chi=45°$), S. S. $7^1/_2$ Section

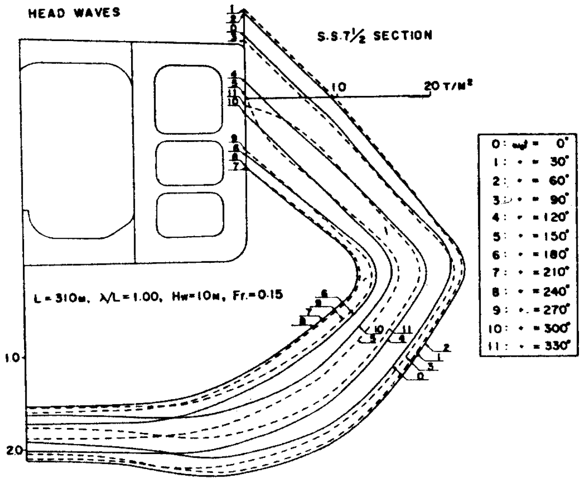

Fig. 19 Pressure Distributions at Time Intervals of $T_e/12$ during an Encountered Period in Regular Head Waves ($\chi=180°$), S. S. $7^1/_2$ Section

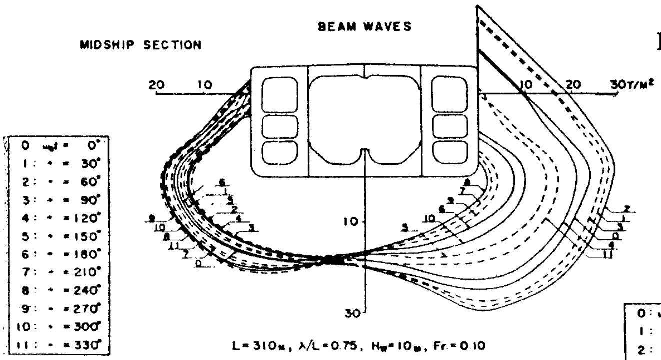

Fig. 20 Pressure Distributions at Time Intervals of $T_e/12$ during an Encountered Period in Regular Beam Waves ($\chi=90°$), Midship Section

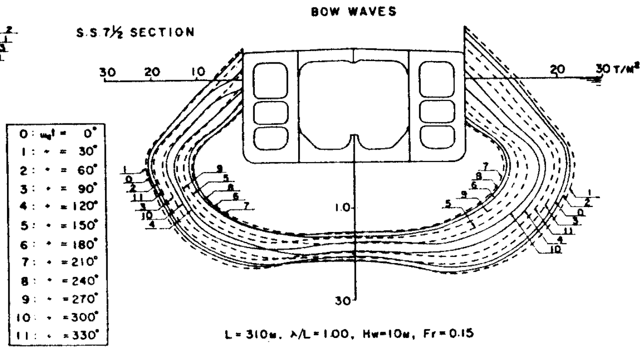

Fig. 21 Pressure Distributions at Time Intervals of $T_e/12$ during an Encountered Period in Regular Bow Waves ($\chi=135°$), S. S. $7^1/_2$ Section

ては (Fig. 21) 5.5 m 水頭，斜め追波状態で S. S. $7^1/_2$ においては (Fig. 22) 10 m 水頭の水圧が，波に向つた側の玄側甲板上に加わることになる。

3.3 横強度計算結果

3.2 における計算結果より，Figs. 19～22 に示された変動圧力分布図において玄側変動水圧が最大となる時刻の水圧分布を採用して，この時刻における横荷重条件の下に横強度計算を試みた。甲板上の水圧荷重は，片玄における水頭レベルと反対玄の水頭レベルを直線的に結んだ荷重を仮定した。

中央荷油倉に荷油を満載し，両側の荷油倉は空倉と仮定し，中央荷油倉周壁に働らく変動油圧は 2.3 に説明した近似計算法によつて求め，荷油の静圧と考えている時刻における変動油圧との和を中央荷油倉周壁に加わる荷重とした。

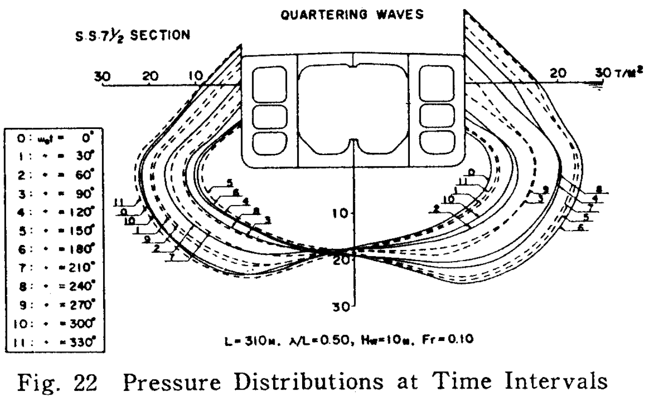

Fig. 22 Pressure Distributions at Time Intervals of $T_e/12$ during an Encountered Period in Regular Quartering Waves ($\chi=45°$), S. S. $7^1/_2$ Section

Fig. 19 のように左右対称荷重の場合及び Figs. 20～22 のように左右非対称荷重の場合とに応じて，Fig. 3 に示すような拘束条件を仮定して，平面構造計算法により横強度計算を行なつた。

横強度計算結果を Figs. 23～30 に示す。Fig. 23 及び 24 には静水中静止時の船体中央部横断面における剪断力と曲げモーメントの計算結果を示す。Fig. 25 及び 26 には正面迎波中で S. S. $7^1/_2$ における横断面（船体中央部横断面と同じ構造）についての剪断力と曲げモーメントの計算結果を示す。Fig. 27 及び 28 には横波中で船体

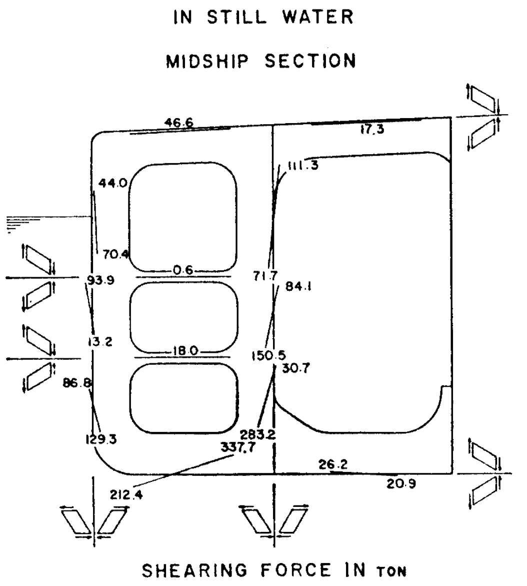

Fig. 23 Shearing Forces Calculated in Still Water, Midship Section

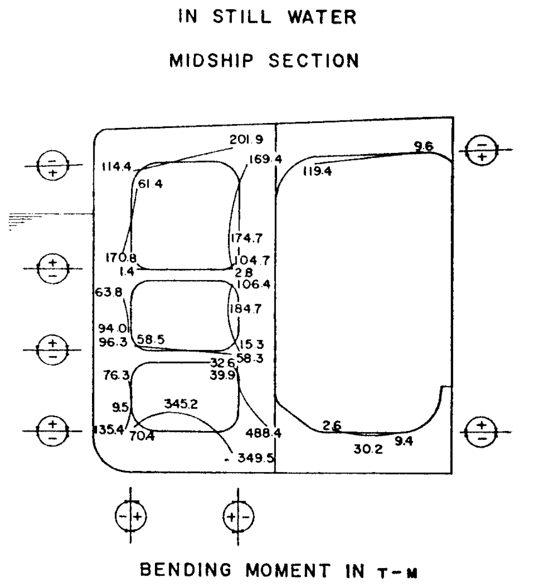

Fig. 24 Bending Moments Calculated in Still Water, Midship Section

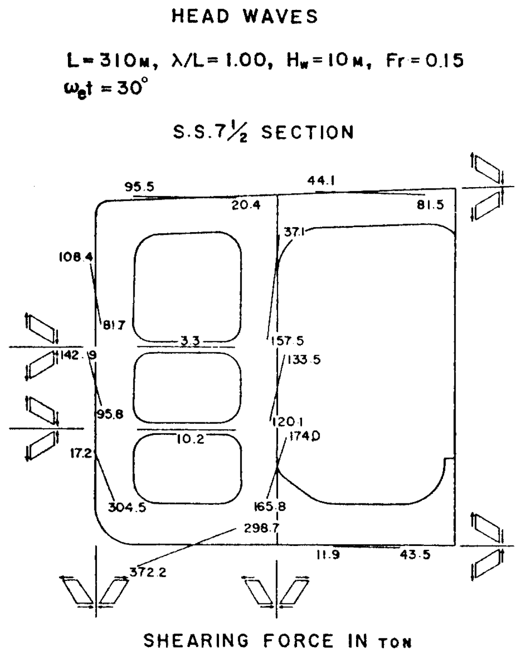

Fig. 25 Shearing Forces Calculated in Regular Head Waves ($\chi=180°$), S. S. $7^1/_2$ Section

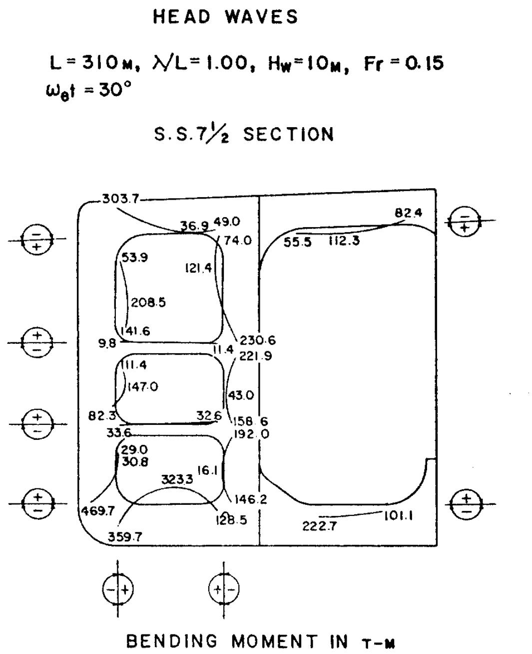

Fig. 26 Bending Moments Calculated in Regular Head Waves ($\chi=180°$), S. S. $7^1/_2$ Section

中央部横断面についての剪断力と曲げモーメントの計算結果を示し，Fig. 29 及び 30 には斜め迎波状態及び斜め追波状態で S. S. $7^1/_2$ における横断面についての曲げモーメント計算結果を示す。

これらの図に示した計算結果より，横強度に関して次のような傾向が見出される。

a）甲板上水圧荷重が最も大きくなる横波状態で最も大きい剪断力と曲げモーメントが生じる。剪断力の大いさの程度は曲げモーメントのそれと比べるとあまり重要視する必要はない。横波状態に次いで，斜め追波状態で大きい曲げモーメントが生じ，次いで斜め迎波状態，正面迎波状態の順に大きい曲げモーメントが生じる。

b）横波状態，斜め迎波状態及び斜め追波状態では，波に向つた側の船側部に大きい曲げモーメントが生じる。そして，ビルジ部及び甲板玄側部付近の部材に特に大きい曲げモーメントが生じ，かなり大きい応力を誘起することが予想されるので，構造設計上特に注意を要する。また，反対玄の縦隔壁船底部にも大きい曲げモーメントが生じるので注意を要する。

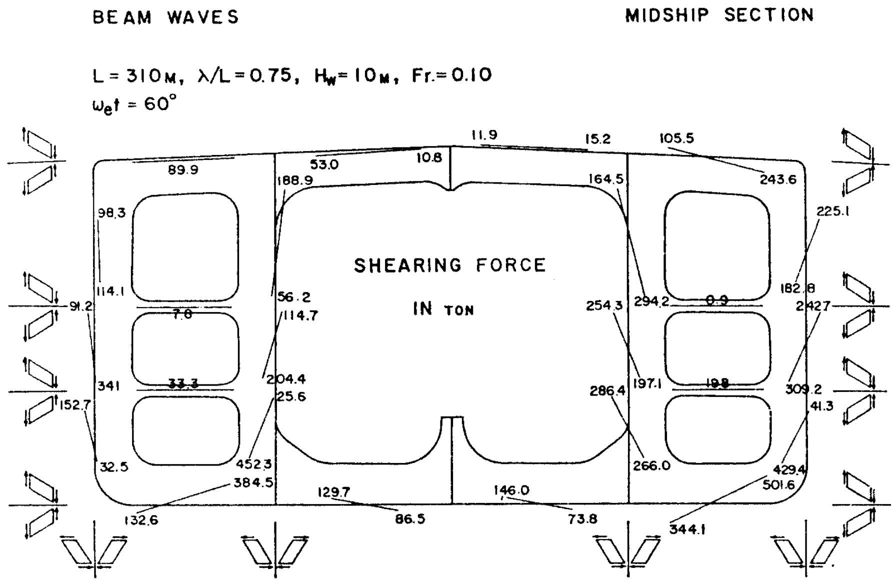

Fig. 27 Shearing Forces Calculated in Regular Beam Waves ($\chi=90°$), Midship Section

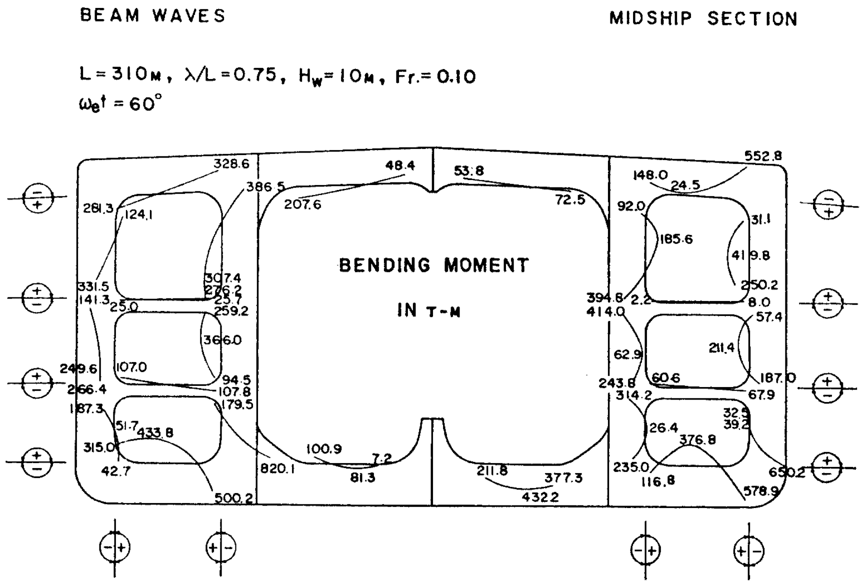

Fig. 28 Bending Moments Calculated in Regular Beam Waves ($\chi=90°$), Midship Section

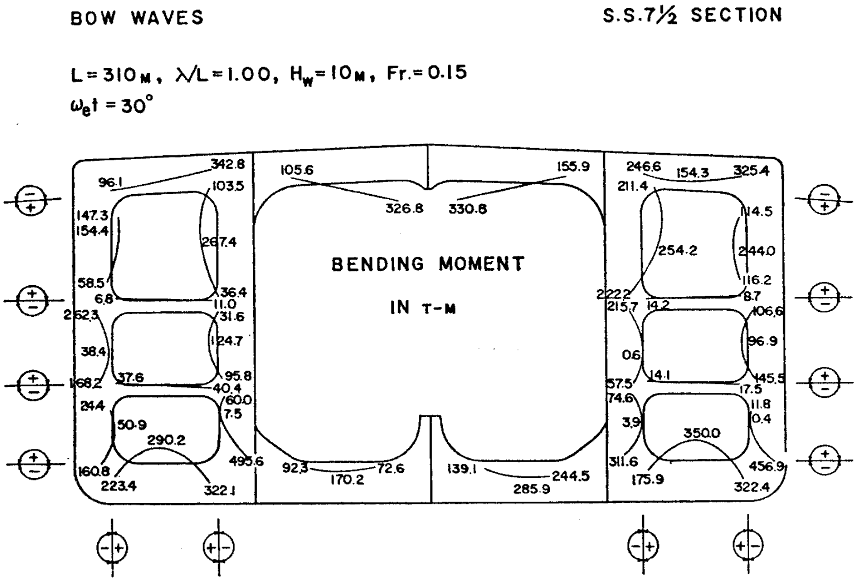

Fig. 29 Bending Moments Calculated in Regular Bow Waves ($\chi=135°$), S. S. $7^1/_2$ Section

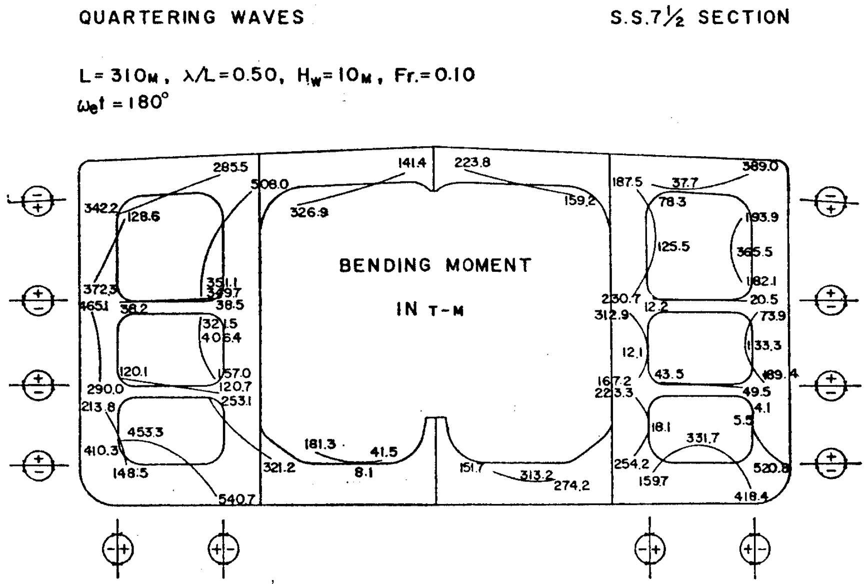

Fig. 30 Bending Moments Calculated in Regular Quartering Waves ($\chi=45°$), S. S. $7^1/_2$ Section

c）正面迎波状態でも，ビルジ部及び甲板玄側部付近の部材にはかなりの大いさの曲げモーメントが生じる。ここに示した計算例は S. S. $7^1/_2$ における横断面について計算された結果であるが，船首に近い部分ではさらに大きい曲げモーメントを生じることが推測されるので，構造設計上特別の配慮を必要とするであろう。

本論文における横強度計算例は，骨組構造を多数の部材に分割し，これらが各節点で結合されたものとして平面構造計算を行なつて，一様断面部材の部分についての剪断力及び曲げモーメントの計算結果を示すに止めた。たとえばビルジ部，甲板玄側部及び縦隔壁船底部付近の部材等についての応力計算は曲り梁理論あるいは有限要素法等を応用した計算法によつて行なわれなければならないが，このような検討は他の機会に譲ることとしたい。

4 結　　言

船が規則波中を波に対して一定の平均針路を保ち一定速度で進行している場合の船体運動（上下揺，縦揺，左右揺，船首揺及び横揺）及び船体横断面に働らく変動水圧の理論的計算法を提案して，巨大型油送船船型につい

ての計算例を示した。さらに，船体表面に働らく動的水圧と荷油倉周壁に働らく動的油圧とに基ずく船体横強度の計算を行ない，剪断力と曲げモーメントの計算結果を示した。

船長 310 m の巨大型油送船について異なつた波長で波高一定（10 m）の規則波中で計算された結果によれば，横波中で船体中央部横断面に，あるいは斜追波中で S. S. $7^1/_2$ の横断面に，次いで斜迎波中及び正面迎波中で S. S. $7^1/2$ の横断面に，大きな変動水圧が作用する。これらの場合においては，甲板は一時的に水面下にかなり深く没入し，甲板上に片玄側で 10～13 m 水頭程度あるいは甲板上に一様に 3.5 m 水頭程度の大きな圧力が作用する。従つて，船体横断面の平面構造計算による曲げモーメントの値は甲板玄側部，ビルジ部及び縦隔壁船底部の構造部材についてはかなりの大きさに達し，これらの部材に生じる応力は構造的安全性の点で注意を要する程度の大きさとなることが考えられる。横強度の検討は船体中央部及び S. S. $7^1/_2$ の横断面についてのみ行なわれているが，船首に近い部分の横強度については構造的に一段と慎重な配慮が必要であると思われる。

本論文における船体運動（上下揺，縦揺，左右揺，船首揺及び横揺）及び船体横断面に働らく変動水圧の計算法は，現段階で可能な限りの計算理論及び実験資料を利用しているけれども，理論的並びに実験的根拠に必らずしも十分でない点があり，この理論計算法をより十分なものに改善するために，次のような問題点に関する理論的並びに実験的研究の推進が早急に要望される。

（a） 船体運動特に横揺について

i）前進速度を有する船の非線形横揺減衰抵抗に関する研究（ビルジキールの影響をも含めて）

ii）横波中の波浪強制力特に横揺強制モーメントと左右揺強制力に関する研究（前進速度を有する場合，短波長の場合が重要である。）

（b） 船体横断面に働らく変動水圧について

i）横波中にて波浪に基ずく変動圧力に関する研究（前進速度を有する場合，短波長の場合が重要である）

ii）縦波中にて波浪に基ずく変動圧力に関する研究（前進速度を有する場合をも含めて）

（c） 倉内荷重の船体運動に基ずく変動について

i）自由表面を有する倉内荷油の動揺時の変動圧力に関する研究

ii）倉内鉱石の動揺時の変動圧力に関する研究

これらの問題に関する理論的並びに実験的研究の成果によつて未開発点が解明されれば，本論文で提案した理論計算法の実用性は十分に向上し，規則波中の船体運動及び船体横断面に働らく変動水圧，さらに倉内荷重の変動等はより正確に評価され，横強度計算結果の信頼性が向上するであろう。

なお，本論文における問題の取扱いは規則波中の場合に限定されているが，実際の船が遭遇する大洋の不規則波中の船体運動，変動水圧等の問題については，上下揺と縦揺及びこれらの船体運動に基づく波浪曲げモーメントの問題等のように不規則波中の問題を線形重ね合わせの理論に基ずくエネルギースペクトル法によつて処理することは原理的に問題がある。その理由は，横揺運動が非線形特性を有することにある。従つて，不規則波中の横揺及びこれに関連した問題たとえば変動水圧等については，新たな解析方法の開発を必要とする。ただし，目下の急務は (a)～(c) に述べたような規則波中の諸問題についての未開発事項を解明することである。

最後に，本研究の必要性について深い理解を示し 1968 年半ばより種々の協力援助を頂いた三菱重工業長崎研究所長谷口中博士に深甚の謝意を表明する。諸計算の遂行には三菱重工業長崎研究所の電算機 IBM-7040 及び IBM-360 を使用した。研究内容については，三菱重工業長崎研究所藤井　斉，高橋　雄，三菱重工業本社船舶開発部飯塚正文の諸氏の協力に負う所が多い。これらの関係諸氏に深く感謝する。なお，本研究に対しては「文部省科学研究費」の援助を受けたことを附記する。

参　考　文　献

1）福田淳一：“ストリップ理論とその応用”，日本造船学会誌第 485 号（1969）

2）田才福造：“斜波の中の Sway，Yaw，Roll の運動について” 西部造船会会報第 32 号（1966）

3）田才福造：“An Approximate Calculation of Hydrodynamic Pressure on the Midship Section Contour of a Ship Heaving and Pitching in Regular Head Waves” 九大応力研究所英文報告，Vol. XIV，No. 48（1966）

4）田才福造：“Beam Sea Condition にある船体に働らく変動圧力” 西部造船会会報第 35 号（1968）

5）田才福造：“船の上下動揺並びに縦動揺における減衰力および附加質量について” 造船協会論文集第 105 号（1959）

6) 田才福造："Hydrodynamic Force and Moment Produced by Swaying and Rolling Oscillation of Cylinders on the Free Surface" 九大応力研究所英文報告, Vol. IX, No. 35 (1961)
7) 田村欣也："The Calculation of Hydrodynamic Forces and Moments Acting on the Two Dimensional Body" 西部造船会会報, No. 26 (1963)
8) 渡辺恵弘, 井上正祐, 村橋達也："N 係数計算法の肥大船型への修正" 西部造船会会報第27号 (1964)
9) 高橋 雄："横揺れ機構の解明とその応用に関する研究" 三菱重工業長崎研究所研究報告, 長研第2842号 (1969), 未公表
10) 渡辺恵弘："On the Water Pressure in the Tank due to the Rolling of a Ship" 九州大学工学部紀要, Vol. 16, No. 4 (1957)
11) 藤野 勉, 大阪憲司："電子計算機による平面構造の応力解析" Mitsubishi Technical Bulletin, MTB 29 (1965)

附 録

運動方程式の諸係数および強制力等の計算式

(14)及び(15)の, 上下揺と縦揺の連成運動方程式及び左右揺, 船首揺, 横揺の連成運動方程式における左辺の諸係数及び右辺の波浪強制力等は, 線形ストリップ理論に基ずいて以下に記述された計算式によつて求められる。

1) 上下揺と縦揺の運動方程式

$$\left.\begin{aligned}A_{11}\ddot{\zeta}+A_{12}\dot{\zeta}+A_{13}\zeta+A_{14}\ddot{\phi}+A_{15}\dot{\phi}+A_{16}\phi=F_\zeta\\A_{21}\ddot{\zeta}+A_{22}\dot{\zeta}+A_{23}\zeta+A_{24}\ddot{\phi}+A_{25}\dot{\phi}+A_{26}\phi=M_\phi\end{aligned}\right\}\tag{14}$$

において

$$\left.\begin{aligned}A_{11}&=\frac{W}{g}+\int\rho s_z dx\\A_{12}&=\int\rho N_z dx\\A_{13}&=2\rho g\int y_w dx\\A_{14}&=-\int\rho s_z(x-x_G)dx\\A_{15}&=-\int\rho N_z(x-x_G)dx+V\int\rho s_z dx\\A_{16}&=-2\rho g\int y_w(x-x_G)dx+VA_{12}\end{aligned}\right\}\tag{14.1}$$

$$\left.\begin{aligned}A_{21}&=A_{14}\\A_{22}&=-\int\rho N_z(x-x_G)dx-V\int\rho s_z dx\\A_{23}&=-2\rho g\int y_w(x-x_G)dx\\A_{24}&=\frac{I_\phi}{g}+\int\rho s_z(x-x_G)^2dx\\A_{25}&=\int\rho N_z(x-x_G)^2dx\\A_{26}&=2\rho g\int y_w(x-x_G)^2dx+VA_{22}\end{aligned}\right\}\tag{14.2}$$

$$\left.\begin{aligned}F_\zeta&=F_{\zeta c}\cos\omega_e t+F_{\zeta s}\sin\omega_e t\\M_\phi&=M_{\phi s}\cos\omega_{et}+M_{\phi s}\sin\omega_e t\end{aligned}\right\}\tag{14.3}$$

$$\left.\begin{matrix}F_{\zeta c}\\F_{\zeta s}\end{matrix}\right\}=h_0\left\{\begin{matrix}f_{1c}+f_{2c}+f_{3c}\\f_{1s}+f_{2s}+f_{3s}\end{matrix}\right\},\quad\left.\begin{matrix}M_{\phi c}\\M_{\phi s}\end{matrix}\right\}=h_0\left\{\begin{matrix}m_{1c}+m_{2c}+m_{3c}\\m_{1s}+m_{2s}+m_{3s}\end{matrix}\right\}\tag{14.4}$$

$$\left.\begin{aligned}\left.\begin{matrix}f_{1c}\\f_{1s}\end{matrix}\right\}&=2\rho g\int C_1C_2y_w\left\{\begin{matrix}\cos k^*x\\\sin k^*x\end{matrix}\right\}dx\\\left.\begin{matrix}f_{2c}\\f_{2s}\end{matrix}\right\}&=\omega\int C_1C_2\rho N_z\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}dx\end{aligned}\right\}\tag{14.5}$$

$$\left.\begin{aligned}
&\left.\begin{matrix} f_{3c} \\ f_{3s}\end{matrix}\right\}=-\omega\omega_e\int C_1C_2\rho s_z\left\{\begin{matrix}\cos k^*x\\ \sin k^*x\end{matrix}\right\}dx \\
&\left.\begin{matrix} m_{1c} \\ m_{1s}\end{matrix}\right\}=-2\rho g\int C_1C_2y_w\left\{\begin{matrix}\cos k^*x\\ \sin k^*x\end{matrix}\right\}(x-x_G)dx \\
&\left.\begin{matrix} m_{2c} \\ m_{2s}\end{matrix}\right\}=-\omega\int C_1C_2\rho N_z\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\ -\cos k^*x\end{matrix}\right\}(x-x_G)dx \\
&\left.\begin{matrix} m_{3c} \\ m_{3s}\end{matrix}\right\}=\omega\omega_e\int C_1C_2\rho s_z\left\{\begin{matrix}\cos k^*x\\ \sin k^*x\end{matrix}\right\}(x-x_G)dx \\
&\qquad -\omega V\int C_1C_2\rho s_z\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\ -\cos kx^*\end{matrix}\right\}dx
\end{aligned}\right\} \tag{14.6}$$

ただし，
$$k^*=k\cos\chi$$

2） 左右揺，船首揺及び横揺の運動方程式

$$\left.\begin{aligned}
a_{11}\ddot{\eta}+a_{12}\dot{\eta}+a_{13}\eta+a_{14}\ddot{\psi}+a_{15}\dot{\psi}+a_{16}\psi+a_{17}\ddot{\theta}+a_{18}\dot{\theta}+a_{19}\theta=F_\eta\\
a_{21}\ddot{\eta}+a_{22}\dot{\eta}+a_{23}\eta+a_{24}\ddot{\psi}+a_{25}\dot{\psi}+a_{26}\psi+a_{27}\ddot{\theta}+a_{28}\dot{\theta}+a_{29}\theta=M_\psi\\
a_{31}\ddot{\eta}+a_{32}\dot{\eta}+a_{33}\eta+a_{34}\ddot{\psi}+a_{35}\dot{\psi}+a_{36}\psi+a_{37}\ddot{\theta}+a_{38}\dot{\theta}+a_{39}\theta=M_\theta
\end{aligned}\right\} \tag{15}$$

において

$$\left.\begin{aligned}
&a_{11}=\frac{W}{g}+\int\rho s_y dx\\
&a_{12}=\int\rho N_y dx,\qquad a_{13}=0\\
&a_{14}=\int\rho s_y(x-x_G)dx\\
&a_{15}=\int\rho N_y(x-x_G)dx-V\int\rho s_y dx\\
&a_{16}=-Va_{12}\\
&a_{17}=\int\rho s_y(z_G-l_\eta)dx\\
&a_{18}=\int\rho N_y(z_G-l_w)dx\\
&a_{19}=0
\end{aligned}\right\} \tag{15.1}$$

$$\left.\begin{aligned}
&a_{21}=a_{14}\\
&a_{22}=\int\rho N_y(x-x_G)dx+V\int\rho s_y dx\\
&a_{23}=0\\
&a_{24}=\frac{I_\psi}{g}+\int\rho s_y(x-x_G)^2dx\\
&a_{25}=\int\rho N_y(x-x_G)^2dx\\
&a_{26}=-Va_{22}\\
&a_{27}=\int\rho s_y(z_G-l_\eta)(x-x_G)dx\\
&a_{28}=\int\rho N_y(z_G-l_w)(x-x_G)dx+V_{a17}\\
&a_{29}=0
\end{aligned}\right\} \tag{15.2}$$

$$\left.\begin{aligned}
&a_{31}=a_{17},\quad a_{32}=a_{18},\quad a_{33}=0,\quad a_{34}=a_{27}\\
&a_{35}=\int\rho N_y(z_G-l_w)(x-x_G)dx-V_{a17}\\
&a_{36}=-V_{a18}\\
&a_{37}=\frac{I_\theta}{g}+\int\rho i dx+2z_Ga_{17}-z_G{}^2\int\rho s_y dx\\
&a_{38}=\int\rho N_y(z_G-l_w)^2dx\\
&a_{39}=Wm_t
\end{aligned}\right\} \tag{15.3}$$

ただし,

$\rho i=\rho s_y l_\eta l_\theta$: added mass moment of inertia

m_t : metacentric radius

次ぎに,

$$\left.\begin{aligned} F_\eta&=F_{\eta c}\cos\omega_e t+F_{\eta s}\sin\omega_e t\\ M_\phi&=M_{\phi c}\cos\omega_e t+M_{\phi s}\sin\omega_e t\\ M_\theta&=M_{\theta c}\cos\omega_e t+M_{\theta s}\sin\omega_e t\end{aligned}\right\} \tag{15.4}$$

$$\left.\begin{aligned} \left.\begin{matrix}F_{\eta c}\\F_{\eta s}\end{matrix}\right\}&=h_0\sin\chi\left\{\begin{matrix}f_{\eta 1c}+f_{\eta 2c}+f_{\eta 3c}+f_{\eta 4c}\\f_{\eta 1s}+f_{\eta 2s}+f_{\eta 3s}+f_{\eta 4s}\end{matrix}\right\}\\ \left.\begin{matrix}M_{\phi c}\\M_{\phi s}\end{matrix}\right\}&=h_0\sin\chi\left\{\begin{matrix}m_{\phi 1c}+m_{\phi 2c}+m_{\phi 3c}+m_{\phi 4c}\\m_{\phi 1s}+m_{\phi 2s}+m_{\phi 3s}+m_{\phi 4s}\end{matrix}\right\}\\ \left.\begin{matrix}M_{\theta c}\\M_{\theta s}\end{matrix}\right\}&=h_0\sin\chi\left\{\begin{matrix}m_{\theta 1c}+m_{\theta 2c}+m_{\theta 3c}+m_{\theta 4c}\\m_{\theta 1s}+m_{\theta 2s}+m_{\theta 3s}+m_{\theta 4s}\end{matrix}\right\}\end{aligned}\right\} \tag{15.5}$$

ここで

$$\left.\begin{aligned} \left.\begin{matrix}f_{\eta 1c}\\f_{\eta 1s}\end{matrix}\right\}&=\rho g\int S_1\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}dx\\ \left.\begin{matrix}f_{\eta 2c}\\f_{\eta 2s}\end{matrix}\right\}&=\omega\int\rho N_y C_3\left\{\begin{matrix}\cos k^*x\\\sin k^*x\end{matrix}\right\}dx\\ \left.\begin{matrix}f_{\eta 3c}\\f_{\eta 3s}\end{matrix}\right\}&=\omega^2\int\rho s_y C_3\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}dx\\ \left.\begin{matrix}f_{\eta 4c}\\f_{\eta 4s}\end{matrix}\right\}&=-\omega k^* V\int\rho s_y C_3\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}\end{aligned}\right\} \tag{15.6}$$

$$\left.\begin{aligned} \left.\begin{matrix}m_{\phi 1c}\\m_{\phi 1s}\end{matrix}\right\}&=\rho g\int S_1\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}(x-x_G)dx\\ \left.\begin{matrix}m_{\phi 2c}\\m_{\phi 2s}\end{matrix}\right\}&=\omega\int\rho N_y C_3\left\{\begin{matrix}\cos k^*x\\\sin k^*x\end{matrix}\right\}(x-x_G)dx\\ \left.\begin{matrix}m_{\phi 3c}\\m_{\phi 3s}\end{matrix}\right\}&=\omega^2\int\rho s_y C_3\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}(x-x_G)dx\\ \left.\begin{matrix}m_{\phi 4c}\\m_{\phi 4s}\end{matrix}\right\}&=\omega V\int\rho s_y C_3\left\{\begin{matrix}\cos k^*x\\\sin k^*x\end{matrix}\right\}dx\\ &\quad-\omega k^* V\int\rho s_y C_3\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}(x-x_G)dx\end{aligned}\right\} \tag{15.7}$$

$$\left.\begin{aligned} \left.\begin{matrix}m_{\theta 1c}\\m_{\theta 1s}\end{matrix}\right\}&=\rho g\int S_1\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}(z_G-l_1)dx\\ \left.\begin{matrix}m_{\theta 2c}\\m_{\theta 2s}\end{matrix}\right\}&=\omega\int\rho N_y C_3\left\{\begin{matrix}\cos k^*x\\\sin k^*x\end{matrix}\right\}(z_G-l_w)dx\\ \left.\begin{matrix}m_{\theta 3c}\\m_{\theta 3s}\end{matrix}\right\}&=\omega^2\int\rho s_y C_3\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}(z_G-l_\eta)dx\\ \left.\begin{matrix}m_{\theta 4c}\\m_{\theta 4s}\end{matrix}\right\}&=-\omega k^* V\int\rho s_y C_3\left\{\begin{matrix}\sin k^*x\\-\cos k^*x\end{matrix}\right\}(z_G-l_\eta)dx\end{aligned}\right\} \tag{15.8}$$

ただし,

$$S_1=\frac{2}{\sin\chi}\int_0^d e^{-kz_s}\sin(ky_s\sin\chi)dz_s$$

$C_3=\exp(-kd/2)$, l_1 : (11)のただし書き参照

なお, 諸計算式における x に関する積分範囲は船の後端より前端までである。