船体縦運動における過渡応答法による船型試験 ----その3 連成運動----

正員 竹 沢 誠 二* 正員 竹 川 正 夫**

Testing Ship Models on Longitudinal Ship Motions by Transient Response Method -----Part 3 Coupled Motion-----

by Seiji Takezawa, Member Masao Takekawa, Member

Summary

In the previous papers, the authors applied the transient response method to Pure Heave and Pure Pitch, and the paractical effectiveness of this method for ship research was shown.

In this paper, the results of the coupled forced oscillation test and the wave exciting forces test under the pure heave or pure pitch free condition are discussed in detail, comparing the experimental values with the calculated ones by Ordinary Strip Method (O.S.M.). The good correlation between the theory and the experiment is obtained with respect to the hydrodynamical forces and the coupling coefficients in frequency domain.

Then, the discussion in time domain is given to the problem of prediction of the ship motion and the hydrodynamical force for the coupled forced oscillation test. The predicted time histories by O. S. M. exactly coincide with the measured phenomena.

The following conclusions can be deduced from these studies.

- 1) The transient response method as an analytical technique is a useful method for study on ship motions.
- 2) The coupled forced oscillation test is of less importance.
- 3) The calculation by O.S.M. yields a successful estimation for practical use.

1 緒 言

Pure Heave¹⁾, Pure Pitch¹⁾ に関し,過渡応答法による船型試験を実施してきたが,本論では,連成運動に関して,過渡応答法を適用してみる。

連成強制動揺法を考えると、まず、Gerritsma の定力法による研究^{6,7)}がある。Gerritsma の場合、定力法に よる Pure Heave, Pure Pitch 強制動揺試験では連成項係数が決定されないので、連成項係数を求める為に連 成強制動揺試験を行なっており、実験結果をストリップ法による理論計算と比較し係数のオーダーの一致を確認 した。一方、定変位法では、田中と北川⁵⁾などの実験があるが、Pure Heave, Pure Pitch の実験で連成項係数 が求まる為か、連成強制動揺試験を行ない、それから得られる連成項係数と Pure な強制動揺試験から得られる 連成項係数とを比較した例は見当たらない。

そこで、本論では、以下の3点を目的として実験を行なったので報告する。

1) 定変位法による正弦的および過渡的連成強制動揺試験を行ない,過渡応答法適用の是非を検討する。また 連成項係数を求め Pure な強制動揺時の結果と比較する。

2) 規則波および過渡水波中で, Pure Heave, Pure Pitch を許した時の波浪強制外力を測定し, 連成影響の

* 横浜国立大学工学部

NII-Electronic Library Service

^{**} 横浜国立大学大学院工学研究科

日本造船学会論文集 第133号

検討を行なう。

3) 0.S.M. による理論計算値とそれらの実験値とを細部にわたって比較検討する。

2 実験および計測装置

今回実施した実験は、1) 連成強制動揺試験、2) Pure Heave または Pure Pitch を許した時の波浪強制外 力試験の2種類であり、その実験および計測装置のプロックダイヤグラムを Fig.1 に、外観を Photo 1,2,3 に 示す。

連成強制動揺試験は, Fig.1 に 示す様に船体駆動位置, すなわち しを自由に変えて実験できるわけ であるが, 本論では, *l*=0, 45 cm, 87 cm の3種の場合について行な っている。

1=0の場合は、強制動揺装置の 駆動シリンダーを重心(G)の位置 に設置し、検力計を介して船体に 強制ヒープを与えピッチを連成さ せている。重心より80cm前方に 設けられた直線型ポテンショメー



Fig.1 実験および計測装置のブロック図



Photo 1 l=45 cm の場合連成強制動揺実験装置



Photo 2 ピッチフリー時の波浪強制外力試験

 Strategy and a

Photo 3 ヒーブフリー時の波浪強制外力試験

タで測定される船首上下動と強制ヒーブとの差を、アナログコンピュータによって求めピッチ角に換算している ので、角度の測定精度は高い。

1=45 cm (87 cm)の場合は、重心より後方 45 cm (87 cm)の位置に駆動シリンダー部を移動し、強制的にヒープとピッチの連成運動を起こさせ、流体反力と船体運動を測定する方法を採っている。その際、重心の位置にはサプキャリェジ型ガイド装置をヒープとピッチ以外の運動を拘束した状態で設置し、直線型ポテンショメータでヒーブ量を測定した。ピッチ角の測定は、1=0の場合と同様に重心位置の上下動と駆動シリンダーの上下動の差を求めて行なっている (Fig.1, Photo 1 参照)。

120

波浪強制外力試験は、規則波と過渡水波に対して波浪中の Pure Heave, Pure Pitch に相当する実験を行な いながら運動と同時にヒーブ力またはピッチモーメントを測定した (Fig.1, Photo 2, 3 参照)。

前2回の実験から速度が小さい場合には側壁影響が必要な周波数範囲の相当部分に入ることが明らかになったので、今回は側壁影響が小になるより高速の場合 ($F_n=0.25$) を追加した。

強制動揺試験時の過渡波信号及び正弦波信号,波浪強制外力試験時の過渡水波及び規則波は, Pure Pitch の 実験(その2)¹⁾ で使用したものであり,その発生方法も同じである。

検力計は前回使用したストレインゲイジ型のロードセルであり,変位測定用ポテンショメータは全て直線型ポ テンショメータである。なお,実験装置の接続部の自由度は Fig.1 に示されているが,駆動シリンダー下端には 前後にスライドする金物が附されている。

力の測定値には、当然、ノイズが混入するので前回同様位相特性を揃える必要から全現象を同時に特性の一致 したローパスフィルター (10 Hz で使用) に通してから解析した。

過渡現象の解析に使用したデータ処理装置,電子計算機及びプログラム,サンプリング周波数は前論文^{1,2)}と同 じである。

3 過渡的連成強制動摇試験

過渡的強制動揺の入力信号としては,前2回の実験結果を考慮し,Pure Pitch (その2)の際に使用した高周 波数から低周波数掃引の信号 (Sig-A)を用いた (Fig.4,5 参照)。正弦波信号も使用したが解析結果は過渡信 号の場合と全く一致したので,本論では係数の形で示すのみで他は省略している。

連成強制動揺時の運動方程式は,波浪中連成運動方程式に対応させて書くと,

$$\left\{ \begin{aligned} a\ddot{Z}_{f} + b\dot{Z}_{f} + cZ_{f} + d\dot{\theta}_{f} + e\dot{\theta}_{f} + g_{1}\theta_{f} = F_{f} \\ A\ddot{\theta}_{f} + B\dot{\theta}_{f} + C\theta_{f} + D\ddot{Z}_{f} + E\dot{Z}_{f} + G_{1}Z_{f} = M_{f} \end{aligned} \right\}$$

$$(1)$$

となる。但し, 添字fは強制動揺時を示す。

Gerritsma の定力法による連成強制動揺試験⁶⁾の運動方程式では、(1)式の復元項にスプリングによる項が 加えられる点が異なり、また、線型近似の範囲内では田中と北川⁵⁾が仮定した運動方程式と一致する。

ところで、既に Pure Heave, Pure Pitch の実験¹⁾で、主要項係数 (a, b, A, B)の検討は終っているので、 Gerritsma と同様、主要項 a, b, A, B 等を既知として連成項係数 (d, e, D, E)を求め、Pure Heave, Pure Pitch の実験で決定された連成項係数及び O. S. M. による理論値と比較してみることにする。その 1、その2 の結果¹⁾によると、実験より得られた主要項係数 a, b, A, B は、ほぼ O. S. M. による理論計算値と一致する。 従って、本論では既知の項として O. S. M. による主要項係数値を用いているが、実験値を代入したことに等し いと言える。

いま、既知の正弦入力信号 $i=i_{f0}e^{i(\omega_t t+\alpha)}$ 、 ビッチ $\theta_f = \theta_{f0}e^{i((\omega_t t+\beta))}$ 、 ヒーブ力 $F_f = F_{f0}e^{i((\omega_t t+\gamma))}$ 、 ピッチモーメント $M_f = M_{f0}e^{i((\omega_t t+\gamma))}(=l\cdot F_f)$ が測定される。 係数 $a, b, c, g_1, A, B, C, G_1$ を既知とすると連成項係数 d, e, D, E が次式で算出される。

$$d = \left[g_1 - \frac{F_{f_0}}{\theta_{f_0}} \cos \left(\tau - \beta \right) + \frac{Z_{f_0}}{\theta_{f_0}} \left\{ (c - a \, \omega_e^2) \cos(\alpha - \beta) - \omega_e \cdot b \sin(\alpha - \beta) \right\} \right] / \omega_e^2$$

$$e = \left[\frac{F_{f_0}}{\theta_{f_0}} \sin \left(\tau - \beta \right) - \frac{Z_{f_0}}{\theta_{f_0}} \left\{ (c - a \omega_e^2) \sin(\alpha - \beta) + \omega_e \cdot b \cos(\alpha - \beta) \right\} \right] / \omega_e$$

$$D = \left[G_1 - \frac{M_{f_0}}{Z_{f_0}} \cos\left(\tau - \alpha \right) + \frac{\theta_{f_0}}{Z_{f_0}} \left\{ (C - A \omega_e^2) \cos(\beta - \alpha) - \omega_e \cdot B \sin(\beta - \alpha) \right\} \right] / \omega_e^2$$

$$E = \left[\frac{M_{f_0}}{Z_{f_0}} \sin\left(\tau - \alpha \right) - \frac{\theta_{f_0}}{Z_{f_0}} \left\{ (C - A \omega_e^2) \sin(\beta - \alpha) + \omega_e \cdot B \cos(\beta - \alpha) \right\} \right] / \omega_e$$

$$(2)$$

過渡的強制動揺の場合は,各現象のフーリエ変換,現象間の周波数伝達関数及び既知とする項を次の様に定義す ると,

フーリエ変換

$$\bar{Z}_{f}(i\omega_{e}) = \int_{-\infty}^{\infty} Z_{f}(t) e^{-i\omega_{e}t} dt$$

$$\bar{\Theta}_{f}(i\omega_{e}) = \int_{-\infty}^{\infty} \theta_{f}(t) e^{-i\omega_{e}t} dt$$

$$(3)$$

122

日本造船学会論文集 第133号

$$\bar{F}_f(i\omega_e) = \int_{-\infty}^{\infty} F_f(t) e^{-i\omega_e t} dt$$
$$\bar{M}_f(i\omega_e) = \int_{-\infty}^{\infty} M_f(t) e^{-i\omega_e t} dt$$

周波数伝達関数

$$\begin{array}{l}
G_{Z\theta}(i\omega_{e}) = Z_{f}(i\omega_{e})/\Theta_{f}(i\omega_{e}) \equiv I_{C}^{(Z\theta)} + iI_{S}^{(Z\theta)} \\
G_{F\theta}(i\omega_{e}) = \bar{F}_{f}(i\omega_{e})/\overline{\Theta}_{f}(i\omega_{e}) \equiv I_{C}^{(F\theta)} + iI_{S}^{(F\theta)} \\
G_{\theta Z}(i\omega_{e}) = 1/G_{Z\theta}(i\omega_{e}) \equiv I_{C}^{(\theta Z)} + iI_{S}^{(\theta Z)} \\
G_{M Z}(i\omega_{e}) = \bar{M}_{f}(i\omega_{e})/\bar{Z}_{f}(i\omega_{e}) \equiv I_{C}^{(M Z)} + iI_{S}^{(M Z)}
\end{array} \right\}$$

$$(4)$$

既知とする項

$$\begin{array}{c} c - a\omega_e^2 + ib\omega_e \equiv P_C + iP_S \\ C - A\omega_e^2 + iB\omega_e \equiv R_C + iR_S \end{array}$$

$$(5)$$

(1)式をフーリエ変換して

$$\begin{array}{c} (P_{C}+iP_{S})\,\bar{Z}_{f}(i\omega_{e}) + (g_{1}-d\,\omega_{e}^{2}+ie\,\omega_{e})\,\bar{\Theta}_{f}(i\omega_{e}) = F_{f}(i\omega_{e}) \\ (R_{C}+iR_{S})\,\bar{\Theta}_{f}(i\omega_{e}) + (G_{1}-D\omega_{e}^{2}+iE\omega_{e})\,\bar{Z}_{f}(i\omega_{e}) = \bar{M}_{f}(i\omega_{e}) \end{array} \right\}$$

$$(6)$$

周波数伝達関数を用いると

$$g_{1}-d\omega_{e}^{2}+ie\omega_{e}=G_{F\theta}(i\omega_{e})-(P_{C}+iP_{S})G_{Z\theta}(i\omega_{e})$$

$$G_{1}-D\omega_{e}^{2}+iE\omega_{e}=G_{MZ}(i\omega_{e})-(R_{C}+iR_{S})G_{\theta Z}(i\omega_{e})$$

$$(7)$$

従って,

$$\left. \begin{array}{c} d = (g_1 - I_C^{(F\theta)} + I_C^{(Z\theta)} \cdot P_C - I_S^{(Z\theta)} \cdot P_S) / \omega_e^2 \\ e = (I_S^{(F\theta)} - I_S^{(Z\theta)} \cdot P_C - I_C^{(Z\theta)} \cdot P_S) / \omega_e \\ D = (G_1 - I_C^{(MZ)} + I_C^{(\thetaZ)} \cdot R_C - I_S^{(\thetaZ)} \cdot R_S) / \omega_e^2 \\ E = (I_S^{(MZ)} - I_S^{(\thetaZ)} \cdot R_C - I_C^{(\thetaZ)} \cdot R_S) / \omega_e \end{array} \right\}$$

$$(8)$$

となる。

また、この逆の過程すなわち連成項係数を既知として主要項係数を求める過程も考えられる。

この場合を(8)式に対応させて書くと

$$\begin{array}{c} a = (c - I_{C}{}^{(FZ)} + I_{C}{}^{(\theta Z)} \cdot Q_{C} - I_{S}{}^{(\theta Z)} \cdot Q_{S})/\omega_{e}^{2} \\ b = (I_{S}{}^{(FZ)} - I_{S}{}^{(\theta Z)} \cdot Q_{C} - I_{C}{}^{(\theta Z)} \cdot Q_{S})/\omega_{e} \\ A = (C - I_{C}{}^{(M\theta)} + I_{C}{}^{(Z\theta)} \cdot S_{C} - I_{S}{}^{(Z\theta)} \cdot S_{S})/\omega^{2} \\ B = (I_{S}{}^{(M\theta)} - I_{S}{}^{(Z\theta)} \cdot S_{C} - I_{C}{}^{(Z\theta)} \cdot S_{S})/\omega_{e} \end{array}$$

$$\begin{array}{c} (9) \\ a \\ B = (I_{S}{}^{(M\theta)} - I_{S}{}^{(Z\theta)} \cdot S_{C} - I_{C}{}^{(Z\theta)} \cdot S_{S})/\omega_{e} \\ g_{1} - d\omega_{e}^{2} + ie\omega_{e} \equiv Q_{C} + iQ_{S} \\ G_{1} - D\omega_{e}^{2} + iE\omega_{e} \equiv S_{C} + iS_{S} \end{array}$$

$$(10)$$

となる。主要項係数に対する詳細な検討は前論文で終っているので実験方法及び(8)式より算出される連成項係 数の検討の一助として(9)式の場合を考えた。

なお、既知のものとして使用した係数値は、O.S.M. による計算値である。但し、Pure Pitch の実験から*d* を求める際、 g_1 として $F_n=0.0$ の値を用いているので、本論でも同様にして連成係数*d*を求め、*d* と g_1 との 関係から修正された理論値 d_m と比較している ((15)式, Fig. 10 参照)。(8)式, (9)式で算出された係数の 無次元化は、O.S.M.⁽²⁾ に従い次の様に定義する。

$$\begin{array}{c} a' = a/\rho L^{3}A' = A/\rho L^{5} \\ b' = b/\rho g^{0.5}L^{2.5} \quad B' = B/\rho g^{0.5}L^{4.5} \\ d' = d/\rho L^{4} \qquad D' = D/\rho L^{4} \\ e' = e/\rho g^{0.5}L^{3.5} \quad E' = E/\rho g^{0.5}L^{3.5} \end{array}$$

$$(11)$$

なお,前報と同じく,強制動揺時の駆動周波数を出会い周波数 ω_e に対応させている。

強制動揺時に計測される流体反力 (F_f , M_f)の理論値は、O.S.M. による係数の計算値から(1)式により逆算 されるが、Pure Heave、Pure Pitch の場合とは異なり、(1)式よりわかる様に諸係数以外に実験に対応する物 理系におけるヒーブとピッチ間の周波数特性があらかじめ求められていなければならない。そこで、まず(1)式

の右辺に単位の力及び対応するモーメント($M_f = l \times F_f$)を代入して船体運動を計算し, Fig. 3, 9に示す周波数 伝達関数 $G_{\theta Z}(i\omega_e)$ を求める。この $G_{\theta Z}(i\omega_e)$ を用いて(1)式より逆算し Fig. 7, 8 の Cal. に示すような周波 数伝達関数 $G_{M\theta}(i\omega_e)$ (Fig. 7), $G_{FZ}(i\omega_e)$ (Fig. 8)を計算した。

ところで, 連成項係数を精度良く求める為には, 計測される流体反力中に占める連成力の割合が適当に大きい ことが望まれるので, 既知の上下動を与える位置による(*l*による)違いを O.S.M.により調べてみた。

(1)式は力の平衡方程式であるから F_f , M_f を主要力と連成力とに分解し、主要力に対する連成力の比率を考 えてみた。すなわち、(1)式は書き換えられ、

$$\begin{array}{c} F_{f_{1}}+F_{f_{2}}=F_{f} \\ M_{f_{1}}+M_{f_{2}}=M_{f} \end{array}$$

$$\begin{array}{c} (12) \\ (12) \\ (12) \\ (12) \\ (12) \\ (12) \\ (13) \\$$

となり, 求める比率は





となる。Fig. 2 に C_1 , C_2 を, また, (14)式の計算の際に用いられたピッチとヒーブ間の周波数伝達関数を Fig. 3 に示す。Fig. 2 より理解される様に, l=87 cm の場合は, ヒーブ 力には連成力が大きな割合で含まれるがピッ チモーメントにはわずかしか連成モーメントはあらわれず, このことは係数 d, e を精度良く求める実験である ことを意味する。 l が大きいほど d, e が良く求まるわけだが, 次第に速成運動から Pure Pitch に近い運動に 移っていき, 連成運動の意味が薄れていく。

逆に, 1 が小さくなる程, 係数 D, E が信頼おける実験値として求まり, 1=0 の場合には主要項によるモー メントと連成項によるモーメントの大きさが全く等しくなり, 係数 D, E を求める都合のよい実験となる。

連成強制動揺では(2)式が示す様に1回の実験で係数4個が決定されるはずであるが、上に述べた様に *l*= 87cm の場合には係数 *d*, *e* が、*l*=0 の場合には係数 *D*, *E* が精度良く求まることになる。1回の実験で4個共 精度良く決定しようとすると、(2)式が示す様にヒーブとピッチ間の周波数応答特性が非常に重要な要素である から、連成力の占める割合もさることながら、実験的にも運動の無理のない計測が要求される。

すなわち,周波数応答特性上で振幅,位相とも急激な変化の少ない実験が望まれる。主要力と連成力の兼ね合い も考慮すると Fig.2,3 より *l*=20~30 cm が最適な実験と考えられるが本学の実験装置の制約により, *l*=45 cm で実験を行なってみた。以上のことを考慮し,連成強制動揺試験結果を *l*=45 cm の場合を中心に検討してみる。

123

日本造船学会論文集 第133号



Fig.4 に l=45 cm の場合の記録例, Fig.5 に l=0, 87 cm の場合の記録例を示す。l=0 の場合はピッチ, l=87 cm の場合はヒーブが,連成運動になるが,共にその量は小さい。l=45 cm の場合はヒーブ, ピッチともに相対的に大きく測定されている。また, l=45 cm の記録例にはヒーブとピッチとの間の位相差はほとんど見られないが, l=0では高周波と低周波では山と谷の関係が逆転しており位相が180度近く変化したことを示している。また, l=87 cm では,中間の周波数域で位相の



著しい変化が見られ、共に Fig. 3 の示す傾向に合致しており、1 による運動の相違を明瞭に示している。 Fig. 6 に Fig. 4 のフーリエスペクトルの振幅部分を示しているが、限界周波数 $[\omega_e]_{er} = \frac{1}{4} \cdot \frac{g}{V}$ 及び側壁影 響 $[\omega_e]_{s.w.}$ は、この例では顕著でない。Fig. 7、8、9 は Fig. 6 のフーリエスペクトルから得られる周波数伝 達関数の振幅部分と位相とを示している。図中実線 (Cal.) は(1)式に基づく 0.S. M. による理論値である。

ビッチモーメント (M_f/θ_f) は, $[\omega_e]_{s.w.}$ 以下でわずか に理論値と異なるのみで非常に良く一致している (Fig. 7)。ヒーブ力 (F_f/Z_f) は $[\omega_e]_{s.w.}$ 以上の周波数でも理



9.0 過後的建成強制動品のシージー派編 例 (Fig.4 の解析結果)



 Fig.7
 連成強制動揺時のピッチモーメントの振

 比,位相差 (Fig.4 の解析結果)



論値と一致しない所が見られる (Fig. 8)。Fig. 9 のヒ ープとピッチ間の周波数伝達関数に対しても同様であ り、Fig. 7、8、9 を比較検討するとヒープ (Z_{f0})の計 算値が高周波域で大きすぎたことがわかる。また、Fig.



Fig.9 連成強制動揺時の運動の振幅比,位相差 (Fig.4 の解析結果)

2の連成力と主要力との比率を見ると $\omega_e = 5 \sim 9 \text{ rad/sec}$ 付近は連成力の影響が大きい周波数域であることから、 連成項係数 (d, e) の実験と理論との相違によるものと推察される。そこで、連成係数 d_m , e (Fig. 10, 11) を 見ると高周波で著しく d_m が異なるので実験値 d_m の平均線 (Fig.10 中に点線で示す) を用いた計算例を Fig. 8, 9 中に点線で示した。なお、ピッチモーメントには、ほとんど影響はあらわれなかったので、 Fig. 7 では点 線が実線と重なり見えない。このように d_m として実験値を代入するだけで Fig.8, 9 のように実験値と一致す るようになるので、 d_m は高周波で修正する必要があろう。

以上で(8)式の計算に必要な周波数伝達関数が求まったので係数を算出してみる。既に述べた様に、l=0の実 験から係数 D, E が、l=87 cm の実験から係数 d_m, e が求まり、既に Pure Heave 及び Pure Pitch の実験か らも求まっているので、それら全ての結果を Fig.10~13 に示した。

1) 連成係数 dm, e について

前回の Pure Pitch の結果と比較する都合上, O.S.M. による $d \ge g_1$ との関係から次の様に修正する。 その 2¹⁾ の Fig. 14 に示す様に, O.S.M. による係数値 g_1 には速度影響 ($V \cdot b$) が考慮されているが, O.S.M. による係数値 d には速度影響がない (その 2, Fig.8)。

ところで、 $d\ddot{\theta}_f \geq g_1 \theta_f$ とは同相であるから、O.S.M.では、 g_1 に含まれている速度影響をdの項に加えて g_1 には速度影響がないものとすることができる。





125

日本造船学会論文集 第133号

すなわち,

126

$$d_m = d - \frac{V}{\omega_e^2} \cdot b$$

$$g_m = g_1 - V \cdot b$$

$$(15)$$

但し、 $g_1 - d\omega_e^2 = g_m - d_m \omega_e^2$ の関係がある。

と修正することができる。この様に修正すると g_m には速度影響がなくなり, 修正値 d_m は Pure Pitch 及び本 論の実験から求めた d_m と比較できる。Fig.10 に, l=45 cm, 87 cm, Pure Pitch の3種の実験値 d_m が示さ れている。l=45 cm と l=87 cm の結果は非常に良く一致しているが, Pure Pitch の結果とは高周波域で大き く異なる。理論値と今回の実験値は傾向的には合っているが $\omega_e = 6$ rad/sec 以上で定量的には異 なる。図中の mean line (点線)を用いた強制動揺時の流体反力及び運動の修正結果は O.S.M. に何らかの修正を施す必要性 を示している。 d_m に対する速度影響は実験値がパラッキ確認できなかった。

e に対しては, Fig.11 に示すように, $[\omega_e]_{s.w.}$ 以上では Pure Pitch と連成運動との結果は一致し, 理論値 とも一致を見ている。速度影響は Pure Pitch の時と同様な傾向が認められた。

2) 連成係数 D, E について

実験精度が良いと考えられる *l*=0, 45 cm 及び Pure Heave の結果を取り扱う。

Fig.12 のDを見ると、 $\omega_e \Rightarrow 6 \operatorname{rad/sec} 以上では理論値と3$ 種の実験値とは一致しているが、低周波数域では著しく異なっている (Pure Heave の結果は正弦的強制動揺によるものである為、 $[\omega_e]_{s.w.}$ 以下では側壁影響を強く受けているので対象としていない)。低周波数域での理論値と実験値との大きな差は、Gerritsma & Beukelmann⁸)、W. E. Smith⁹) 田中と北川⁶の論文にも見られる傾向であり、Salvesen 等¹⁰)



の論文によると前進速度の影響項 $V \cdot b/\omega_e^2$ の修正を施すことにより説明されている。 D には前進速度影響はほ とんど確認できなかったが、

$$D_m = D + \frac{V}{\omega_e^2} b \tag{16}$$

と修正してみた。O.S.M. による係数 G_1 には速度影響がないので、dの場合の様な G_1 との関係からの修正はできない。田才と高木¹¹⁾の厳密解では(16)式の速度影響項 $\left(\frac{V}{\omega_e^2}\cdot b\right)$ を G_1 に含ませている。

修正した係数 *D_m* をFig. 10 に点線で示したが,実験値を非常に良く説明している。一般にストリップ法に よる運動方程式では速度影響を含まない係数*D*を用いているが,(16)式の様に修正された係数 *D_m* を用いた方が 良いであろう。



Eについては, Fig. 13 (a), (b) に示す様に理論値と実験値とは一致を見ている。明瞭に速度影響が確認される一例として, *l*=0の場合の解析例を Fig. 13 (b) に示した。他の解析例からは,本図のような明白な速度影響 は読み取れなかった。船速が大きくなると側壁影響を受ける周波数域が低周波数に変わることが Fig. 13 (b) か らわかるであろう。

従い, $F_n=0.25$ の実験値(□印)の例などは $\omega_e=4.5$ rad/sec 以上でバラツキがほとんどなく, 信頼のおける

測定値を与える周波数域が広くなっている。

いままで正弦的連成強制動揺による結果に対しては言及してこなかったが, Fig. 10~13 中に示されている *l* =0, 87 cm の場合の正弦的連成動揺による結果 (×印) は過渡的連成動揺による結果と非常に良く一致 している。すなわち,連成強制動揺試験に対しても過渡応答法が適用され得ることを示している。

3) 主要項係数 *a*, *b*, *A*, *B* について

O.S.M.による連成項係数値を既知として(9)式より求められた主要項係数を Fig. 14~17 に示す。



Fig.14 見かけ慣性質量 a' (1による比較)



Fig.16 見かけ慣性モーメントA'(lによる比較)



127



Fig.17 減衰係数 B'(lによる比較)

主要項係数を求める場合に,連成項係数を求める場合に行なった議論を反映させると,Fig. 2 から,l=0 は a, b を,l=87 cm は A, B を,l=45 cm は a, b, A, B を精度良く求める実験となることが理解できる。実験値 を見ると,l=0 の結果 (Δ 印) は, Bがやや悪いだけで, a, b, A とも理論値と一致していると言える。これは l=45 cm, 87 cm の場合に船体運動に大きな影響を及ぼす d_m の影響(連成力の影響)が,Fig.2よりわかるよ うに小さかったためであろう。l=45 cm (〇印) は,l=0 と 87 cm の中間的実験であるが l=87 cm に近い実 験であるために, a の一致度がやや悪いが他は全体的に良く一致している (Fig. 2 参照)。

l=87 cm の場合 (□印) は, Fig. 5 の実測例からも理解される様にヒーブ量が非常に小さく係数 a, b の計算 精度は落ること, また, 上に述べた理由 (Fig. 2) より, Fig. 14, 15 のような不一致が見られるのは当然であ る。Bに高周波で若干の不一致が見られるものの A, B とも大体理論値と一致している。

いずれの場合の実験値も理論値との一致度は予想した通りであり、また、Pure Heave、Pure Pitch の結果と も一致する (その 1 Fig. 10, 11, その 2 Fig. 8~11)。従い、このことは大まかに言って連成項係数 (d, e, D, E) の 0.S.M. による計算値は妥当なものであることを示している。

最後に、Pure な強制動揺試験と連成強制動揺試験とを比較すると(Fig. 10~17), 係数の算出結果は両者一 致すること、また、連成運動の場合実験的にも解析的にも面倒であることから、連成強制動揺試験の実用的効果 は少ないと考えられる。ただ、取り扱う現象が現実の現象に近いことが魅力ある点である。運動方程式の係数を 求めることが目的なら、過渡的 Pure Heave, Pure Pitch の実験で十分であろう。 128

日本造船学会論文集 第133号

4 過渡的強制動揺時の連成運動と流体反力の時間領域における検討

任意の2つの現象間の周波数伝達関数が求まっている時、入力現象のタイムヒストリーが得られると、応答で ある出力現象のタイムヒストリーが重み関数(Weighting Function)と畳み込み積分(Convolution Integral) により求められる。本論では、O.S.M.より求められた周波数伝達関数を用いて過渡的強制動揺時に測定される 運動と流体反力を予測し、時間領域で理論計算結果と実測値との比較検討を試みた。重み関数及び畳み込み積分 の定義式、実際の計算方法などは文献^{3,4)}に詳しく説明されているので、計算式の記述は省略する。

本論の予測に必要な重み関数の計算は、過渡的入力信号が必要な周波数域をおよそ $\omega_e=1.0\sim12.0$ rad/sec として作られているので、実験時の出力現象には $\omega_e=12.0$ rad/sec 以上の周波数をもつものは含まれないと考えられるので周波数伝達関数の範囲を $\omega_e=0.5\sim12.5$ rad/sec として行なった。重み 関数の積分のきざみ ($\Delta\omega_e$)は、0.05 rad/sec、時間間隔 ($\Delta\tau$)は 0.08 秒とし、シンプソン積分で行なった。畳み込み積分は、入力現象を0.08 秒間隔でデジタル化した数例を用いて行なった。

以下に示す計算例は、*l*=0の場合のみであるが他の全ての実験に対しても同様な計算が可能である。Fig. 5の *l*=0 の場合のヒーブを入力現象としてピッチを予測したものが Fig. 18 であり、ヒーブ力を予測したものが Fig. 19 である。ピッチの予測を見ると、8秒以降では実測値と全然合っていないが、これは測定値に側壁影響 が強く作用した為であることが確認されている。



本例は側壁影響が顕著に表われた例であるが、その部分を除くと非常に良く合っている (Fig. 18)。l=0 の場合、 ピッチがフリーになっている為に水槽側壁で反射した波はピッチに大きな作用を及ぼし、従って力の実測値にはそれほど影響を及ぼさないと考えられる (Fig. 5 l=0参照)。一方、l=87 cm の場合の様に lever (l) が長い場合は、ビッチ運動が強制動揺装置で制御されている為に力の実測値に側壁影響が現われてくる はず であり、Fig. 5 o l=87 cm の力の実測値に認められる (Fig. 5 l=87 cm)。 ヒーブ力の予測結果は、l=0 の場

合側壁影響は非常に少ないので,実験開始時に見られる不一致以外は非常に良く一致している。入力信号が高周 波域から始まるので,初期にショックが入いるのは避けられないことであり,Fig. 4,5 の全ての力の実測値に 同様に表われている。解析精度に及ぼす影響を小さくするには入力信号の掃引時間を長くすると良い。

Fig. 18, 19 からわかる事は, 現象が線型重ね合わせで表現できること, すなわち(1)式の線型近似の運動方 程式で十分なことを実証していること, O.S.M. による理論計算値が妥当であること, および側壁影響が顕著に 表われること等である。

5 Pure Pitch, Pure Heave 時の波浪強制外力

船体運動を完全拘束した状態で波浪中を航走することによって測定される波浪強制ヒーブ力 F_{uv} , ビッチモー メント M_{uv} をもって波浪中連成運動を生ぜしめる波浪強制外力としている。いま, 船体運動をピッチまたはヒ ーブだけを許して波浪中を航走すると, Pure Pitch または Pure Heave の波浪中船体運動が計測され, 同時に Fig. 1 の略図の如く検力計を挿入することにより, 船体拘束時の波浪強制外力から Pure Pitch または Pure Heave の運動に費やされる外力を差し引いた波浪強制外力が測定されることになる。

本論の実験法で計測される力およびモーメントを F_r, M_r とすると

a) Pure Pitch を許す場合

$$\begin{array}{c}
A\ddot{\theta}_{w}+B\dot{\theta}_{w}+C\theta_{w}=M_{w}\\
d\ddot{\theta}_{w}+e\dot{\theta}_{w}+g_{1}\theta_{w}=F_{w}+F_{r}
\end{array}$$
(17)

b) Pure Heave を許す場合

$$\begin{aligned} z\ddot{Z}_{w} + b\dot{Z}_{w} + cZ_{w} = F_{w} \\ D\ddot{Z}_{w} + E\dot{Z}_{w} + G_{1}Z_{w} = M_{w} + M_{r} \end{aligned}$$

$$(18)$$

但し, θ_w , Z_w ; 波浪中の Pure Pitch, Pure Heave F_w , M_w ; 船体拘束時の波浪強制外力

と表現される。

O.S.M. により諸係数と波浪強制外力 F_w , M_w が求まっているので,理論値としての θ_w , Z_w , F_r , M_r は次式 で求まる。

(17)式から

$$\theta_w = \frac{M_w}{C - A\omega_e^2 + iB\omega_e} \tag{19}$$

$$F_{\tau} = -F_{w} + \frac{g_{1} - d\omega_{e}^{2} + ie\omega_{e}}{C - A\omega_{e}^{2} + iB\omega_{e}} \cdot M_{w} \equiv F_{\tau 0} e^{i(\omega_{e}t + \epsilon)}$$

$$\tag{20}$$

(18)式から

$$Z_w = \frac{F_w}{c - a\omega_e^2 + ib\omega_e} \tag{21}$$

$$M_r = -M_w + \frac{G_1 - D\omega_e^2 + iE\omega_e}{c - a\omega_e^2 + ib\omega_e} \cdot F_w \equiv M_{r_0} e^{i(\omega_e t + \delta)}$$
(22)

(17), (18)式は, 波浪強制外力および波浪中船体運動が波に対する位相を含めて精度良く求まると, 完全拘束時 と Pure な運動を許した時の2種類の波浪強制外力試験を実施することにより, 主要項係数及び連成項係数が決 定されることを示している。理想的な実験が可能なら, 強制動揺試験から係数を求めるより, 波浪中試験から決 定される方が優れていることは言うまでもない。しかし, 波が介在する場合, 位相差の精度良い測定はいまだ得 られないのが現状^{1,2)}であり, (17), (18) 式より係数を精度良く算定することは非常に困難である。従って, その 1, その2では波浪中 Pure Heave, Pure Pitch を強制動揺試験と波浪強制外力試験(完全拘束時)とを合わせ て力の場で求めた Pure Heave, Pure Pitch と比較することにより, 強制動揺時に求まる係数が波浪中の船体 運動方程式の係数と一致することを, 間接的に主要項に関して示した。本論では, F_r, M_r の測定値を 0.S.M. の計算値と比較することにより, 間接的ではあるが, 連成項係数の妥当性を調べてみた。(19), (21)式で表現され る Pure Pitch, Pure Heave に関しては, その 1, その 2¹⁾ で詳しく扱ったので, 今回の実験結果は前回の結 果 (その 2 Fig. 16, 17) と全く一致したことを報告し, 本論では省略させていただく。

実験結果の一例を Fig. 20~23 に示す。これらのグラフから次のことが結論づけられる。

130

日本造船学会論文集 第133号



Fig. 20 ピッチフリー時の波浪強制ヒーブ力





Fig. 21 ピッチフリー時の波浪強制ヒーブ力



1) 規則波中試験と過渡水波中試験の結果は非常に良く一致し,波浪強制外力試験において過渡応答法が適用 できることが再度確認できた。

2) Pitch Free 時の波浪強制ヒーブ力 F_{r0} は、理論値との一致度が良いことから、 Pure Pitch の理論値と 実験値の相違¹⁾ (その2 Fig. 16) は見られるものの、大略 O.S.M. による連成項係数 d_m , e, g_m の近似度は 良いと言えるであろう。 d_m (Fig. 10) が高周波域で理論値と異なっていたが、 係数の形ではなく実際の力にな おすと非常に小さく、 F_r の実測値には、その影響はほとんどみられないわけである。

3) Heave Free 時の波浪強制ビッチモーメント M_{ro} の 実験値は理論値と傾向は同じであるが定量的にはや や異なっている。この原因は、測定方法がその 1¹⁾の波浪強制外力試験とほぼ等しいことから、その1の時と同 様、わずかながらピッチが起っていた為であろうと考えている。Dの理論値と実験値との低周波域での 不一 致 (Fig. 12) も、 d_m の場合と同様、モーメントの測定には影響しないこと、また強制動揺試験結果を考え合わせ ると D, E, G_1 の近似度もほぼ良いと言えるであろう。

6 結 論

Pure な運動のみを取り扱ったその 1, その2の続編として,過渡応答法による船型試験を連成運動に適用し, 測定値を 0.S.M. による理論値とさまざまな角度から比較検討してきたが,結果を要約すると次の様になる。

1) 過渡応答法による連成強制動揺試験結果は,正弦的連成強制動揺試験結果と一致する。

2) 連成強制動揺試験は、試験法として実用的にはそれほど利点がなく、Pure な強制動揺試験のみで十分であろう。

3) Pure Heave あるいは Pure Pitch を許した場合の波浪強制外力試験により,連成項の影響を直接力の場

で知ることができた。

4) O.S.M. が実用的に十分な精度をもっていることを細部に亘って実証できた。

なお,高速時の実験も行なったので,側壁影響について種々の興味ある結果が得られた。この件に関しては, 稿を改めて報告したいと考えている。

本論文作成にあたり,数値計算では笠原和子助手,実験では宮川清助手,神宮紀夫,高橋憲二両君のご協力に 負う所が多く,ここに心から謝意を表する。なお,本論は著者の一人の修士論文の一部であることを附記させて いただく。

参考文献

- 1) 竹沢誠二,竹川正夫:船体縦運動における過渡応答法による船型試験,その1,その2,日本造船学会論 文集第130号(昭和46年12月),第131号(昭和47年6月).
- 2) 竹沢誠二: Transient Water Wave 中の船型試験法,日本造船学会論文集第 128 号(昭和 45 年 12 月).
- 3) 竹沢誠二: Transient Water Wave 中における船体運動の実測例について, 日本造船学会論文集第 127 号(昭和 45 年 6 月).
- 4) 竹沢誠二,平山次清:任意過渡水波の発生について,日本造船学会論文集第129号(昭和46年6月).
- 5) 田中拓,北川弘光:強制動揺法による船体縦運動の研究,日本造船学会誌第496号(昭和45年10月), 第502号(昭和46年4月).
- 6) J. Gerritsma : "Experimental Determination of Damping, Added Mass and Added Mass Moment of Inertia of a Ship Model", I. S. P., Vol. 4, No. 38, (Oct., 1957).
- 7) J. Gerritsma : "Ship Motion in Longitudinal Waves", I. S. P., Vol. 7, No. 66, (Feb., 1960).
- J. Gerritsma & W. Beukelmann : "Distribution of Damping and Added Mass along the length of a Ship Model," I.S.P., Vol. 10, No. 103, (March, 1963).
- W. E. Smith: "Computation of Pitch and Heave Motion for Arbitrary Ship Forms", I.S.P., Vol. 14, No. 155, (1967).
- Nils Salvesen, E. O. Tuck & Odd Faltinsen: "Ship Motions and Sea Loads", SNAME, Vol. 78, (1970).
- 11) 田才福造,高木又男:規則波中の応答理論および計算法,(耐航性シンポジウム),日本造船学会,(昭和 44年7月).
- 12) 高木又男:耐航性に関するシンポジウムテキスト附録,日本造船学会,(昭和44年7月).

NII-Electronic Library Service