(昭和46年 11 月日本造船学会秋季講演会において講演)

船体縦運動における過渡応答法による船型試験

正員 竹 沢 誠 二* 正員 竹 川 正 夫**

Testing Ship Models on Longitudinal Ship Motions
by Transient Response Method

by Seiji Takezawa, *Member*
Masao Takekawa *Member*

Summary

Forced oscillation test, wave exciting forces test with the restrained model and ship model motion experiment are the well known experiment techniques to obtain the hydrodynamical forces acted on a ship with forward speed and it's motions in waves.

The authors carried out three kinds of experiments as follows, mainly using transient input signals (transient forced heave and transient water wave), and also did with sinusoidal signals to check it's property.

- (a) Transient forced pure heave test in still water
- (b) Wave exciting force test in transient water wave
- (c) Ship model motion experiment in transient water wave

Moreover, the comparison between the experimental values and the calculated values by Ordinary Strip Method was made in detail.

The authors could come to the next conclusions from the above test results.

- (1) Within the limit of linearity, the frequency transfer functions in respect to Exp. (a) and (b) are given as the stationary responses from the transient responses.
- (2) Calculated heave amplitudes by experimental values Exp. (a) and (b) coincide fairly good with the measured values Exp. (c).
- (3) Oscillating forces, wave exciting forces, ship motion and etc. also coincide with the calculated values by O. S. M. with a practical accuracy.

Then it is certified under the linearity that the transient response method is the useful one for research on ship's behaviors in waves.

Concerning about the experiment techniques, transient forced oscillation test, wave exciting force test and ship model motion experiment in transient water wave were proved to be the useful practical methods.

The authors hope that testing ship models by transient response method will be put to practical use in model basins.

1 緒 言

波浪中航走時の船体に働く流体力を求める実験法として、強制動揺法および拘束模型による波浪外力測定法は波浪中の船体運動試験法とともに船体運動に関する船型試験法としてよく知られている手段である。

* 横浜国立大学工学部

** 横浜国立大学大学院工学研究科

説明図 動的船型試験の線型系

説明図に示したように、(1)強制動揺試験、(2)波浪強制外力試験、(3)波浪中船体運動試験は、線型範囲ではそれぞれの現象を入出力と考え、 X, Y, Z なる周波数伝達関数を求める動特性試験といえる。(1)、(2)の場合、正弦定常応答に関しては、Gerritsma¹⁾の研究で代表されるように、線型系が成立し、実験結果は線型連成方程式から得られる理論計算値とほぼ一致することが知られている。このように(1)、(2)について線型系が成立するならば、過渡応答から定常応答特性である周波数伝達関数が求まる。本論ではこの過程を実証することを第一の目的としている。(1)に関する過渡的試験すなわち過渡的強制動揺試験は Smith と Cummins²⁾によって既に試みられている。しかし、文献(2)は6自由度の運動を考慮した一般的な取扱い方を示しているが、中間報告であり結果についての考察が充分でないように思われる。(2)すなわち過渡水波中の波浪強制外力試験は、試みられた前例がないように思われる。

(3)・波浪中船体運動試験によつて得られる周波数伝達関数 Z は(4)のように線型運動方程式に対応して力の関係である周波数伝達関数 X, Y から成り立つ系として考えることができる。定常応答法では田中と北川³⁾, Gerritsma¹⁾の実験などでわかるように、(1)、(2)の実験値を使用して求められる規則波中の船体運動は、直接実験によつて測定された船体運動にほぼ等しい。本論は過渡応答法によつて得られる(1)、(2)の実験結果が、過渡応答法および正弦応答法による(3)の実験結果と結びつくことを実証するのを第二の目的としている。

さらにストリップ法による理論計算値を最終結果である船体運動のみでなく、運動方程式の係数、波浪強制外力についても、実験値と比較することを第三の目的とした。

本研究では対象を正面向い波中の Pure Heave に限り、その代りに前述のように各種の実験を行ない過渡応答法の総合的な検討を目指した。なお、本論により過渡応答法による船型試験が確認されると、他のさまざまな船体運動にも線型系で近似できる範囲で(1)(2)(3)のような試験について過渡応答法が適用可能であろう。

2 供試模型船および実験項目

既に発表した過渡水波中の船体運動試験^{4,5)}との一貫性を考え、使用模型船およびその状態を同一にした。その要目および状態を Table に再記しておく。

なお Ordinary Strip Method⁶⁾による理論計算値との比較をも目標にしたが、その波浪中運動の計算値は既に文献4)の Fig.9 に示されている。したがって、実験船速もこれに合せ、フルード数(F_n) 0.10, 0.15, 0.20 の場合について実験を行なった。

実験項目は次の3項目に分けられる。

(1) 過渡的強制動揺試験を Pure Heave について上記の船速に対応して行なうと共に、正弦強制動揺試験も実施し、その結果を比較する。

Table 供試模型船

バルクキャリアー	木	製	付	加	物	な	し
$L_{PP}=2.0\text{ m}$	$B=0.326\text{ m}$		$d=0.124\text{ m}$,	$\rho=0.0638\text{ m}^3$			
$C_b=0.789$	$C_p=0.793$		$C_W=0.854$,	$C=0.994$			
$L/B=6.13$	$B/d=2.633$						
平水中での固有円周波数							
			ヒープ	$\omega_Z=6.80\text{ rad/sec}$			
			ピッチ	$\omega_\theta=7.28\text{ rad/sec}$

Fig. 1 実験および計測装置のブロック図

上 過渡波中の波浪強制外力測定（模型船上部に2つの上下力検力計が見える）

左 駆動油圧シリンダー部と模型船への結合状態

（2） 過渡水波中の波浪強制外力を正面向い波の場合について、上記の船速で測定し、一方規則波中でも強制外力を測定して、その比較を行なう。

（3） 正面向い波の過渡水波中の Pure Heave の測定を実施し、（1）、（2）の実験結果との関連を検討する。

3 実験および計測装置

強制動揺は Pure Heave についてのみ行なつたが、その装置のブロック・ダイヤグラムを Fig. 1 に外観を Photo に示した。

強制動揺装置は新しく試作されたものであるが、サーボ方式の油圧装置で、Pure Heave の場合には図のように模型船の重心直上で油圧シリンダーが直接模型船を上下させる方式（定変位法）になつている。

駆動シリンダー部は一つのユニットになつており、取り外しが容易であるので、水平に設置したり、船首あるいは船尾に設置したりして、Pitch, Sway, Yaw などの強制動揺試験も行なえるように計画されている。

操作信号は電圧であり、シリンダーは電圧に比例して動くので、任意の波形の強制動揺が可能である。駆動油圧シリンダーの最大作動範囲は ± 50 mm、最大駆動速度は約 0.5 m/sec であるので、振幅 ± 25 mm、約 3 Hz の正弦運動が可能である。本実験での計画は上限周波数約 2 Hz、上限振幅は ± 25 mm であるので、十分な駆動力を持つ。

油圧装置の欠点は油圧源の重量が大になること、油圧源とシリンダー間の配油管を可動にしにくいこと、油もれの心配があること、などであるが、本装置では低圧システム（使用圧力約 20 kg/cm²）にすることによつて、可動配管（高圧ホース）にすることができ、油もれもないが、油圧源を曳航台車上に設置せねばならないので、搭載重量はミネシャモータなどを使用した純電気式⁷⁾に比して大になつた。

操作信号は正弦波の場合は超低周波発振器から、過渡信号の場合にはデータレコーダに記録しておいたアナロ

グ信号から得られる。過渡信号で振幅のみを変えるのはデータ・レコーダの出力は固定である場合が多いので、Fig. 1のように直流増幅器を挿入して行なうのが便である。油圧シリンダーの変位検出器として大変位用差動トランス ($\pm 50 \text{ mm}$) を附してあるが、この出力は制御のフィードバック用および油圧シリンダー変位測定用として並列に使用されている。

検力計は燐青銅板の微小変位を電気マイクロメータ用差動トランスで検出する機構になっている。模型船重心点から等距離の位置に同じ検力計が設置されており、アナログ演算回路によつて、それらの和 (ヒービング力)、および差 (ピッチモーメント) を取り出している。

したがつて2ケの上下力検力計が取り付けられているが、実質的にはヒーブ力とピッチモーメントを測定する二分力計になっている。計測時の較正もヒーブ力、およびピッチモーメントについて行なつた。

強制動揺装置を固定して、このまま波浪中を航走すれば船体固定時の波浪強制外力 (ヒーブ力、ピッチモーメント) が測定できる。

強制ヒーブの変位 (波浪強制外力試験では出会い波高)、ヒーブ力、ピッチモーメントはアナログデータ・レコーダに記録され、その同時再生出力を直記式電磁オシロでモニターする。なお、強制動揺時にはヒーブ力、ピッチモーメントには高周波ノイズが入ることは避けられないので、ローパスフィルターを使用する。ローパスフィルターの挿入位置は本実験ではデータ・レコーダの後にした。ローパスフィルターの使用は位相変化を伴なうおそれがあるので、本実験のように位相差が特に重要なファクターである場合には位相特性の揃つたフィルターを全チャンネルに同時に使用する必要がある。

波浪中の Pure Heave 測定に使用した装置は文献4) と全く同じもので、ヒービング・ロッド下端をピッチ固定にただけである。

なお、過渡的記録の解析に使用した、データ処理装置、電子計算機およびプログラム、サンプリング周波数 (25 Hz/ch) も文献4) と同じである。

4 過渡的強制動揺試験

過渡的強制動揺の信号は、過渡水波中の船体運動試験に使用する過渡水波発生用の造波信号⁸⁾ に比し、作成が簡単である。過渡水波では水波の分散性に基く、波形の変移、集中があり、また波崩れも起き易く、さらに造波機特性が介入するので、信号作成上種々の注意が必要である。一方、過渡的強制動揺では、強制動揺装置が直接に模型船を駆動するので、一般の機械振動などで使用されている様な過渡的信号でよい。今回の試験に使用した信号作成にあたり、条件にしたことは次の通りである。

- (1) 必要周波数範囲を含むこと。本実験では、 $0.4 \text{ Hz} \sim 2.0 \text{ Hz}$ が望ましかつたが、検力計の秤量の関係から、 $0.4 \text{ Hz} \sim 1.25 \text{ Hz}$ とした。
- (2) 曳航台車の定速航走時間内で、かつ適当な掃引時間を持つこと。本実験では、解析処理の精度と能率化の関係から約 15 sec になっている。
- (3) 振幅一定であること。正弦的強制動揺試験の振幅と対応させる為に、この条件を入れた。

なお、信号は、低周波数から高周波数へ、一様速度で変化させた。低周波数を先にしたのは、急激な始動を避ける為の配慮であるが、実験後、この方法は限界周波数影響との関連を考えて、今後検討を要する事項であることが判明した。

原理的には極端に掃引時間の短い信号も考えられるが、極端に短い信号およびそれから得られる極端に短

Fig. 2 正弦的強制動揺の記録例

Fig. 3 過渡的強制動揺の記録例および振幅影響 (ローパスフィルター使用)

い測定タイムヒストリーには、情報が圧縮されている為、解析にあたり誤差が入るおそれがあるので、対象外とした。この事は既に過渡水波中の船体運動試験^{3,4)}で検討済みである。

正弦強制動揺試験の記録例を Fig. 2 に示す。ナマの記録は高周波のノイズが入るので、例に示した様に、ローパスフィルターをかけた後にヒープ力およびピッチモーメントの振幅および位相差を読む。本例でわかる様に、一般に位相差の正確な読み取りは、特に高周波時に困難である。過渡的強制動揺試験のフィルターをかけた記録例を、同一信号で振幅を変化させた場合を比較して Fig. 3 に示した。

本実験では、定変位法で強制 Pure Heave をさせ、ヒープ力 (F_f) およびピッチモーメント (M_f) を測定しているので、正弦強制動揺の場合には Golovato⁹⁾ の実験に一致している。

正弦動揺時を考えると、測定されたヒープ力、 $F_f = F_{f0}e^{i(\omega_e t + \alpha)}$ 、ピッチモーメント、 $M_f = M_{f0}e^{i(\omega_e t + \beta)}$ 強制ヒープ変位、 $Z_f = z_{f0}e^{i\omega_e t}$ から、運動方程式の係数が次式によつて換算される。

縦運動の線型連成運動方程式と対応させて、Pure Heave の強制動揺時の運動方程式を書くとき次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} a\ddot{Z}_f + b\dot{Z}_f + cZ_f &= F_f \\ D\ddot{Z}_f + E\dot{Z}_f + GZ_f &= M_f \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

この方程式から

$$\left. \begin{aligned} a &= [c - (F_{f0}/Z_{f0}) \cdot \cos \alpha] / \omega_e^2, \quad a = m + m_a \\ b &= [(F_{f0}/Z_{f0}) \cdot \sin \alpha] / \omega_e \\ D &= [G - (M_{f0}/Z_{f0}) \cdot \cos \beta] / \omega_e^2 \\ E &= [(M_{f0}/Z_{f0}) \cdot \sin \beta] / \omega_e \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

となり、 c, G は復元項であり、普通船速影響は無視できる⁹⁾ ので係数 a, b, D, E は算出可能である、 $F_{f0}, \alpha, M_{f0}, \beta$ は測定によつて得られるので、係数 a, b, D, E が実験で求まることになる。なお、強制動揺時の駆動周波数は出会周波数に対応させるので、駆動周波数を ω_e で表わした。

無次元係数は O. S. M. に従つて次の様に定義する。

$$\left. \begin{aligned} a' &= a / \rho L^3 \\ &= (m + m_a) / \rho L^3 \\ b' &= b / \rho g^{0.5} L^{2.5} \\ D' &= D / \rho L^4 \\ E' &= E / \rho g^{0.5} L^{3.5} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここに L は船長で L_{PP} をとる。

係数 a, b, c, D, E, G が O. S. M. により知られている場合には、(1)式によつて F_f, M_f が逆算可能である。この算出値を理論による F_f, M_f として、後に使用している。

過渡的強制動揺では、各現象のタイムヒストリーをフーリエ変換して、入出力のそれらの比をとり周波数伝達関数を求めることになる。解析法は文献 4) に詳述した過渡水波中の船体運動試験の場合と同じであり、波を入力とする代りに、ヒープ変位 (Z_f) を入力とすればよい。したがつ

Fig. 4 過渡的強制動揺試験のフーリエ振幅部分 (振幅影響)

Fig. 5 強制動揺時のヒープ力の振幅比、位相差 (過渡的と正弦的の比較、振幅影響)

て、水波の位相速度に基づく位相の換算が不用であるので、計算が簡単になり、また算出精度も上ると思われる。出力は、ヒープ力(F_f)、ピッチモーメント(M_f)であるので、入出力の比として振幅比 F_{f0}/Z_{f0} 、 M_{f0}/Z_{f0} およびヒープ変位に対する位相差 α , β の周波数伝達関数が得られる。

Fig. 3 のフーリエ振幅部分を Fig. 4 に示す。強制ヒープ変位のほぼ一定な周波数範囲 ($\omega_e \approx 2.5 \sim 8$) では、ヒープ力およびピッチモーメントの振幅部分は振幅比と大約同じ傾向を示す。各特性はヒープ振幅に比例しているので、この範囲で線型であることがわかる。同様に、Fig. 3 のタイムヒストリーでは各特性の振幅がそれぞれ比例していること、ゼロ・クロス・ポイントが一致していることから、ヒープ変位 ± 25 mm までは各現象が線型であることがわかる。 ± 25 mm は吃水の約 20% に相当するので、Pure Heave 強制動揺の本船型に関する線型範囲は大である。本実験では、ヒープ変位を ± 5 mm を基準状態として解析を行なったが、以上のように線型範囲は大であるので力の測定量のより大なる $\pm 10 \sim 15$ mm の実験を基準にした方が解析精度は向上したと思われる。また Fig. 4 の Z_{f0} に示されているように一定振幅範囲は $\omega_e \approx 8$ までであるので、それ以上の高周波域の実験精度は落ちる。Fig. 5 にヒープ力の振幅比 (F_{f0}/Z_{f0}) および位相差 (α) の周波数特性を示した。線は O. S. M. によつて算出された係数 a , b を (1) 式に代入して求めた F_f の理論値である。実験値として正弦強制動揺 (振幅 ± 5 mm) によつて得られた値も記入してある。

本図から、過渡的強制動揺における振幅の影響がないことがまずわかる。正弦強制動揺との差が高周波数域で、やや目立つが、全般的に一致しているとみてよいであろう。理論値は実測値によく一致するが、実測値には、田中と北川³⁾の実験と同様に限界周波数 $[\omega_e]_{cr} = \frac{g}{4V}$ の影響が明瞭に表われる。

正弦強制動揺と過渡強制動揺の値はほぼ一致しているので、以下の解析では過渡強制動揺 (振幅 5 mm) の実験のみを使用する。

Fig. 6 には、ヒープ力の速度影響を示した。O. S. M. では F_f に関係のある係数 a , b , c に船速は無関係とされているので、理論値の F_f は各船速とも同じである。

一方、船速によつて変化する $[\omega_e]_{cr}$ の近辺での不連続現象がそれぞれの船速で明確に出ているのが、他の領域では理論値とほぼ一致している。したがって、 $[\omega_e]_{cr}$ 付近を除き F_f には船速影響はないと考えてよいことがわかる。なお、過渡的強制動揺でも $[\omega_e]_{cr}$ が明白に表われていることは注目に値する。

Fig. 7 にはピッチモーメントの周波数伝達関数を示した。過渡強制動揺に振幅影響がないこと、正弦動揺と高周波域で差があること、 $[\omega_e]_{cr}$ の影響が明白であることなど、ヒープ力の場合と同様であるが、理論値と実験値はヒープ力程は一致しない。

O. S. M. による理論値は、 E に船速影響が入っているので、 M_f は船速によつて異なる。この事は田中と北川³⁾, Golovato⁹⁾, Gerritsma¹⁾ などの実験によつて実証されている。Fig. 8 には、過渡的強制動揺で得られた船速影響を示す。ピッチモーメントの実測値はヒープ力のそれに比し $[\omega_e]_{cr}$ の影響が大であるので、理論値のように全周波数域にわたる一様な船速影響を見出すことはできないが、高周波数域では理論値と同傾向

Fig. 6 強制動揺時ヒープ力の船速影響

Fig. 7 強制動揺時のピッチモーメントの振幅比、位相差 (過渡的と正弦的の比較、振幅影響)

Fig. 8 強制動揺時のピッチモーメントの船速影響

の船速影響が見られる。

Fig. 9 には、田中と北川⁹⁾の例にならつて、過渡強制動揺時のヒープ力の分離を行なつた例を示した。文献 3) と同様な傾向を示し、 $\omega_e \rightarrow \infty$ では慣性項 ($a\omega_e^2$) で優勢となり、 $\omega_e \rightarrow 0$ では復元項 (c) のみとなる。また、対象周波数全域にわたつて復元項が大なる比率を占めていることが目立つ。図中に O. S. M. による係数 a' , b' から得られる力の成分をも記しておいたが、それぞれ実験値から求めた値に近いが、一方、 $[\omega_e]_{cr}$ の影響が減衰力 ($b\omega_e$) に著しいことが示されている。

強制動揺試験の通常の目的は運動方程式の係数すなわち、附加質量係数、減衰係数などを求めることとされているので、ここでもこれらの値を求めてみよう。ピッチモーメント (M_f) は実験精度に若干疑問があり、また本論では Pure Heave を主対象にしているので、連成係数 D , E は求めず、主項の係数 a , b のみについて解析する。実測の F_{f0} , α を使用して (2), (3) 式から実験値としての無次元係数 a' , b' が得られる。代表例として $F_n=0.15$, 過渡強制動揺 (振幅 5 mm) を一貫して使用しているのので、ここでもその場合の算出値 (Trans. Osc.) を O. S. M. による理論値 (Cal.) と比較して Fig. 10, Fig. 11 に示した。 a' は限界周波数 $[\omega_e]_{cr}$ 付近を除き、実験値は理論値にほぼ一致していることが判る。それに比し、 b' は限界周波数の影響を、Fig. 9 から予測された様にさらに大きく受けているが、高周波数域では理論と実験は近い値を示している。

限界周波数 $[\omega_e]_{cr} \cdot V/g=1/4$ では、船速と船体運動によつて発生する波の速度が同一になり、急激な流体力の変化を伴う⁸⁾。また Vossers と Swaan¹⁰⁾ は船が動揺しながら航走する時に発生する波の伝播角に関する花岡¹¹⁾ の理論計算結果 ($r=\omega_e \cdot V/g$ の関数になっている) を適用し、水槽側壁での反射波が船尾にあたる場合には、側壁影響があるものとして、側壁影響の実用的な検討図を与えている。この考え方を本実験に適用すると $\omega_e \cdot V/g=0.37$ 以下では側壁影響が現われることになる。すなわち、 $F_n=0.10, 0.15, 0.20$ に対応して側壁影響の限界周波数 $[\omega_e]_{s.w.}$ は、8.19, 5.46, 4.09, となる。Fig. 10, 11 にはこの値を記入しておいたが、 $[\omega_e]_{cr}$ より高周波数域で、点がバラツキ始める位置とほぼ一致しており、側壁影響であることがわかる。Fig. 5, 7, 9 などでもこの傾向が読み取れる。Fig. 6 では船速によつて $[\omega_e]_{s.w.}$ が上記の計算値のように変化することが示されている。なお、反射波による側壁影響は船長方向に様に作用するものではないから、ヒープ力よりピッチモーメントに与える影響が大であることが推察される。Fig. 7 の実測値が $[\omega_e]_{s.w.}$ から急に傾向を異にしていることは、この事を裏づけるものであろう。Vossers と Swaan は正弦運動あるいは規則波中運動に関して側壁影響を与えたが、本論の実験によると過渡運動でも正弦運動と同じ傾向の側壁影響を与えることになる。本実験の様に比較的長い過渡動揺では起り得る現象と言えよう。

Fig. 3 のピッチモーメントのタイムヒストリーを見ると動揺終了後に無視できない変動が続いている。これは側壁影響であると推察することも可能であろう。いずれにしても、本実験では側壁影響に関しては検討不十分であるので追加実験を予定している。

5 過渡水中の波浪強制外力

実験法は前述の様に、Fig. 1 の検力装置を使用し、模型船を完全に拘束した状態で航走し、水槽の適当位置で

Fig. 9 強制動揺時ヒープ力の成分

Fig. 10 見かけ質量係数 a'

Fig. 11 減衰係数 b'

Fig. 12 過渡水波中波浪強制外力の記録例

過渡水波に出会うようにすればよい。使用する過渡水波は文献 4, 5) にならない, 集中性過渡水波の集中前の状態とする。本論に例示した実験では文献 4) に示されている造波信号と全く同じものを使用している。

記録のタイムヒストリーの例を Fig. 12 に示したが, 強制動揺試験に比し, 力およびモーメントの記録に入るノイズは小であるが, 一応フィルターをかけた後にデータ処理および解析を行っている。波高計は船体重心前方 2.7 m に設置されており, 出会い波高を計測している。

この記録の解析は文献 4) の場合と全く同様で, 波を入力とし, 力およびモーメントを出力と考えればよい。このフーリエ変換の振幅部分を Fig. 13 に示した。Fig. 14 には, 伝達関数の振幅比から求まる無次元の波浪強制外力 $F_w' = F_{w0}/\rho g L^3 h_0$ および波 (h) との位相差 δ を, Fig. 15 には, 無次元の波浪強制モーメント $M_w' = M_{w0}/\rho g L^3 h_0$ および波との位相差 ϵ を示した。図中には線型範囲での規則波 (波高 3 cm 以下) を使用した場合の実測値 (Reg. Wave), および O. S. M. による理論値 (Cal.) をも示してある。

F_w , M_w には O. S. M. でわずかではあるが船速影響があるので, Fig. 14, 15 は船速別に整理した。

これらの図から判明することは下記のとおりである。

- (1) 規則波中実験と過渡水波中実験から得られる波浪強制外力はほぼ等しい。
- (2) 振幅比に関しては, O. S. M. による理論値と両実験値はほぼ一致するが, 波浪強制モーメントの方が, 一致度が悪い。また, 高周波域では理論と実験値との間に差がある。
- (3) 位相差の実験値は, バラツキが大であるが, 傾向的には O. S. M. の計算値と合っている。したがって運動の計算には O. S. M. による計算値を使用するのが実用的な方法の様に思われる。

以上の様に, 縦波中の波浪強制外力は Gerritsma¹⁾ の実験で既に示されているように, O. S. M. による理論値と実験はほぼ一致すると見てよい。また, 今回試みた過渡水波を使用する方法は, 過渡水波中の船体運動測定と同様に極めて短時間で試験を終了することができ, またその結果も規則波を使用した場合と一致しているので, 有用な実験手段として推すことができよう。

Fig. 13 過渡水波中の波浪強制外力のフーリエ振幅部分の例

6 過渡水波中の船体運動

4, 5 から強制動揺および波浪強制外力なる力の場合でも, 過渡応答から得られる定常周波数伝達関数は, 正弦定常応答から得られる伝達関数にはほぼ一致することがわかった。したがって, 過渡水波中の船体運動は線型運動方程式が成立する範囲内で, 以上の力の測定結果を使用して得られる算出値と一致するはずである。

今, 扱っている現象は Pure Heave であるから, 説明図の (4) に示した線型系の考え方を適用すると, 波浪中の Pure Heave の伝達関数は文献 4) の記号にならつて次の様になる。

Fig. 14 波浪強制ヒープ力の振幅比と位相差 (規則波中と過渡波中の比較, 理論計算値との比較)

Fig. 15 波浪強制ピッチモーメントの振幅比と位相差

$$\left. \begin{aligned} G_{ZWh}(i\omega_e) &= G_{FWH}(i\omega_e) \cdot G_{ZFf}(i\omega_e) \\ \bar{A}_{ZWh}(\omega_e) \cdot e^{i\phi_{ZWh}(\omega_e)} &= \bar{A}_{FWH} \cdot e^{i\phi_{FWH}} \cdot \bar{A}_{ZFf} e^{i\phi_{ZFf}} \\ \frac{A_{ZW}(\omega_e)}{A_h(\omega_e)} \cdot e^{i[\psi_{ZW}(\omega_e) - \psi_h(\omega_e)]} &= \frac{A_{FW}}{A_h} \cdot e^{i(\psi_{FW} - \psi_h)} \cdot \frac{A_{Zf}}{A_{Ff}} \cdot e^{i(\psi_{Zf} - \psi_{Ff})} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここに添字は次のことを表わす。

Z: ヒープ変位 h: 水波の変位
F: ヒープ力 M: ピッチモーメント
W: 水波中 f: 強制動揺時

G_{ZWh} は Pure Heave の波浪中船体運動試験で, G_{FWH} は波浪強制外力試験で求まり, G_{ZFf} は定変位法の Pure Heave の強制動揺試験で求めたものの逆数であるから, すべて実測値を使用して上式が確かめられれば説明図(4)の系が適当であることになる。すなわち

$$G_{ZWh} = G_{FWH} \cdot G_{ZFW} \quad (5)$$

であるから, (4), (5)式より

$$G_{ZFW} = G_{ZFf} \quad (6)$$

としてよいことが実証されることになる。

過渡水波中の Pure Heave の実験を行えば直接 G_{ZWh} が求まる。一方, (4)式の右边に実験値を使用して, 力の実験値から得られる G_{ZWh} が求まる。ここでは過渡応答を主に考えているので, 右边には実験値として過渡的試験から得られたものを使用する。

ところで, 波浪中の Pure Heave の運動方程式は, 次式で表わされる。

$$a\ddot{Z}_W + b\dot{Z}_W + cZ_W = F_W \quad (7)$$

$$\text{ただし,} \quad Z_W = Z_{W0} e^{i(\omega_e t + \gamma)} \quad F_W = F_{W0} e^{i(\omega_e t + \delta)}$$

ここに, 水波は $h = h_0 e^{i\omega_e t} = h_0 e^{i(\omega - \frac{\omega^2}{g} V)t}$

ω : 水波の円周波数

V : 船速 (向い波でマイナス)

であり, γ, δ は波に対する位相差を表わす。

上式の様に, 波浪中の運動方程式では水波の変位は, 式の表面には表われず, 力の平衡式になっている, つまり伝達関数では(4)式の系に対応しており, (6)式が成立することが前提になっている。

O. S. M. から求まる a, b, c, F_W を使用し, 理論値としての Z_W が(7)式から求まる。

Fig. 16 に上記の各種の場合から得られた Pure Heave の値を比較して示した。本図から判明することは下記の通りである。

(1) 過渡水波中の実験結果 (Trans. Wave) と規則波中の実測値 (Reg. Wave) は, ほぼ一致している。

下向きの矢印の附してある規則波中の点は, 実験中にピッチが起つた点を示している。Pure Heave 運動の測定は, 連成運動用のガイドを使用すると, ピッチを完全固定にすることが困難な為誤差を伴なう。

今回の実験でもヒープが小でピッチモーメントが大になる範囲ではピッチを完全に零にすることができなかった。その場合には連成運動に近くなりヒープが大になる。この傾向は過渡水波中の実験にも現

Fig. 16 波浪中の Pure Heave
(各種実験値, 理論値の比較)

われており、矢印を附しておいた。今回の実験は以上のようにピッチを完全拘束にすることができなかったので満足な実験とは言えず、実験結果の一部に連成影響が入っていると考えられる。

(2) 実験で得られた力の伝達関数から算出した Pure Heave を△印で示したが、これと過渡水波中実測値を比較すると高周波域では合っており、矢印の点での差は前述の実験誤差であると思われる。低周波域 ($\sqrt{L/\lambda} < 0.8$) では力の伝達関数から求めた値は限界周波数 $[\omega_e]_{cr}$, $[\omega_e]_{s.w.}$ の影響が明白に表われるが、運動の実測値ではこの傾向は小になっている。したがって限界周波数影響および側壁影響を含まない領域では、実測の力の伝達関数から求めた値は、過渡水波および規則波中の実測値にほぼ一致すると言つてよいことがわかる。

(3) O. S. M. による理論値は、限界周波数 $[\omega_e]_{cr}$ 付近を除くと一致する。

以上を総括すると説明図 (4) の系は線型範囲内で過渡応答でも成立し、その結果は正弦定常応答から得られる値にほぼ一致する。O. S. M. には入っていない限界周波数影響は強制動揺時に見逃せない量で入ってくる為、その実験値を使用して求めた Pure Heave にも限界周波数影響が入る。一方、波浪中の Pure Heave 実測値には限界周波数影響はあまり現われていないが、波浪中実験では対象周波数を実用範囲 ($\sqrt{L/\lambda} = 0.5 \sim 1.5$) におさえているので、それより低周波域で顕著に現われる可能性のある限界周波数影響については十分な検討がなされていないと言えよう。運動実測値にも側壁影響は存在してはいるが、強制動揺時程明確ではない。これは、波が船体運動によつて発生する波を乱すからであろう。

波浪中の限界周波数および側壁影響は長波長領域に現われるので、本学では水槽寸法の関係から、この精密な検討には無理がある。大水槽で小模型を使用した限界周波数および側壁影響の実験を期待したい。

7 結 言

船体縦運動に関する実験への過渡応答法の適用をさまざまな角度から検討を試みた。具体的に行なつた実験は Pure Heave についてのみであり、その実験も充分に行なわれたは言い難いが、本論から線型系の適用範囲内で下記の事が判明したと言えよう。

(1) 過渡的強制動揺試験から得られる結果は正弦的強制動揺法から得られる結果とほぼ一致する。限界周波数影響および側壁影響についても得られた結果は両実験値とも同じ傾向を示す。O. S. M. による理論計算値は限界周波数および側壁影響の及ばない周波数域では附加質量係数、減衰係数ともに実験値とほぼ等しい。

(2) 過渡水波中の波浪強制外力試験から得られる、波浪強制外力の周波数伝達関数は、規則波中試験から得られる実験結果とよく一致する。O. S. M. から得られる波浪強制外力の理論値と実験値の一致度も良い。

(3) 過渡水波中の船体運動試験によつて得られる運動の実験値は、規則波中のそれとほぼ一致する。過渡的強制動揺および過渡水波中の強制外力から得られた力の周波数伝達関数を用いて算出した運動には限界周波数および側壁影響が現れるが、それ以外の周波数領域では、直接、運動を測定した場合の値にほぼ一致する。また、O. S. M. による理論値は限界周波数および側壁影響の現れる周波数領域を除くと、3 種の実験値にほぼ等しい。

以上の様に、強制動揺試験および波浪強制外力試験においても過渡応答法が成り立つと考えられるが、過渡応答法の特徴は短時間に実験が終了するところにある。

今後、各水槽において各種の過渡応答法による動的船型試験法が開発され、実用化されることを期待する。

強制動揺法における限界周波数および側壁影響に関しては、正弦的強制動揺の場合も含めて検討不十分であるので、今後、実験を追加したいと考えている。

本研究の一部は横浜国大造船工学科の卒業研究¹²⁾として実施されたものである。卒業研究として実験および解析を実施した川路正吉および数値計算、実験などにご協力いただいた笠原和子助手、宮川清助手、福沢千恵嬢にここにあらためて謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) Gerritsma, Beukelman: "Analysis of the Modified Strip Theory for the Calculation of Ship Motions and Wave Bending Moments" I. S. P. No. 156 Aug. 1967
- 2) W. E. Smith & W. E. Cummins: "Force Pulse Testing of Ship Models" 5th Symposium Naval Hydrodynamics Sept. 1964 ONR ACR-112
- 3) 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 496 号, S. 45. 10, 502 号, S. 46. 4
- 4) 竹沢誠二: "Transient Water Wave 中の船型試験法", 日本造船学会論文集 128 号, S. 45. 12

- 5) 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 127号，S.45.6
 - 6) 高木又男：“耐航性に関するシンポジウム”テキストの附録，日本造船学会，S.44.6
 - 7) 竹沢誠二：“新型式の強制動揺装置とその試用例について”，耐航性小委員会資料，S.41.7
 - 8) 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 129号，S.46.6
 - 9) P.Golovato：“The Forces and Moments on a Heaving Surface Ship”，Journal of Ship Research Vol. 1, No.1 April 1957
 - 10) Vossers, Swaan：“Some Seakeeping Tests with a Velocity Model” I. S. P., No.69, May 1960
 - 11) 花岡達郎：“On the Velocity Potential in Michell's System and the Configuration of the Wave Ridges due to a Moving Ship”，造船協会論文集 Vol.93, 1953
 - 12) 川路 正，竹川正夫：“強制動揺法および波浪強制外力測定による船体運動の一考察”，横浜国立大学，造船工学科，昭和45年度卒業論文，S.46.3
-