(昭和51年5月 日本造船学会春季講演会において講演)

スプリングの起振力に関する一研究

正員 山 本 善 之* 正員 山 下 寛**
正員 大 坪 英 臣*

Wave Forces Exciting Springing of Ships

by Yoshiyuki Yamamoto, *Member* Hiroshi Yamashita, *Member*
Hideomi Ohtsubo, *Member*

Summary

Wave forces exciting springing of ships are investigated theoretically and experimentally in relation to ship-side waves herein. Ship-side waves around a ship with zero forward velocity in regular waves are calculated by applying the finite element method extended on the basis of Chen and Mei's theory for long waves, assuming that the effect of ship's bottoms can be disregarded in case of springing. Ship-side waves thus calculated become very large near the bow part compared with the incident wave, and go along the ship with the same velocity changing the amplitude which can be regarded as a point function.

With the use of the ship-side wave pattern obtained, the bottom pressure of ship is calculated on the basis of the strip theory, and the results are compared with the experiments performed with a wooden model of rectangular cross sections. In the frame work of the linearized theory, only resonance of the first order appears, and resonance of the higher order is presumably caused by the nonlinearity of water pressure caused at the bow parts. This conclusion is completely different from Kumai's, which is based on the frequency modulated ship-side waves.

1 序 論

大形扁平船の強度の検討に当っては、スプリングを考慮しなければならない。すなわち、船幅／船長比が大きい船では、船体2節縦たわみ振動の固有振動数が低いので、波浪の出会い周期が船体振動の固有周期に近くなり、波浪による振動すなわちスプリングが発生し易い。

スプリングについては既にかかなりの数の論文が発表されている^{1~9)}。その起振力を扱ったものに、渡辺¹⁾・熊井²⁾・Goodman³⁾らの研究がある。渡辺は、船首の球形バルブによる非線形は流体力の効果を指摘したが、バルブのない船でもスプリングは発生している。熊井は、船側波の重要性を指摘したが、船側波については十分な検討がなされていない。Goodmanは線形化した流体力を考えたが、これによっては、船首尾で圧力振幅が大きくなる実験事実を説明できない。

本論文では、規則波中における船側波を近似的に定め

る数値解法を提案し、それを用いて、船底に生ずる圧力を求め、実験計測値と比較した。これによって、1次のスプリング起振力の性質が明らかにできたと思う。

2 船側波の解析

スプリングを発生させる波は、縦強度に関係するものと異なり、波長は船長に比して短い。このような波によっては、船の上下動あるいは縦揺はほとんど生じない。したがって、スプリングに関係する船側波の解析に当っては、船の運動は無視して差支えないことになる。このようにしても入射波の船体近傍における挙動の理論解析は容易でない。Faltinsen¹⁰⁾、丸尾¹¹⁾の方法を応用すれば、これは不可能ではないが、ここでは、船の吃水が十分深く、船側波に船底の影響がないと仮定する。さらに船は壁側であるとして、船底は水底に達すると仮定する¹²⁾。なお簡単のため船速の影響を無視する。

流体運動は速度ポテンシャル ϕ によって記述され、

$$\Delta\phi=0 \quad \text{流体場で} \quad (1)$$

$$g\frac{\partial\phi}{\partial z}+\frac{\partial^2\phi}{\partial t^2}=0 \quad \text{自由表面 } z=0 \text{ 上で} \quad (2)$$

* 東京大学工学部

** 川崎重工業(株)基本設計部

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad \text{船側 } H, \text{ 水底 } z = -h \text{ で} \quad (3)$$

を満たす。ここに座標は x, y 軸が自由表面上にあり、 z 軸は垂直上向きとする。入射波を

$$\phi_i = ag \cos(\kappa x + \omega t) \cosh \kappa(z+h) / \omega \cosh \kappa h \quad (4)$$

とする。ここに a は波の振幅、 κ は波数で ω に対し

$$\kappa h \tanh \kappa h = \omega^2 h / g \quad (5)$$

より定められる。散乱波を ϕ_r とすると、 $\phi = \phi_i + \phi_r$ が (1)~(3) 式を満たすことになる。船底の影響がないことにより、 ϕ_r したがって ϕ も ϕ_i と同じ z に関する因子をもつことになる。ここで

$$\phi = \Phi(x, y) e^{-i\omega t} \cosh \kappa(z+h) / \cosh \kappa h \quad (6)$$

とくと、(2) 式と水底の条件は自動的に満たされ、(1)、(3) 式は

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \kappa^2 \Phi = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial n} = 0 \quad \text{船側 } H \text{ で} \quad (8)$$

となり、2次元問題に帰着する。

さて、 $h \rightarrow 0$ の極限は、いわゆる長波の場合になり、 $\kappa = \omega / \sqrt{gh}$ である。この場合、(7)、(8) 式は、Chen-Mei¹³⁾、Berkhoff¹⁴⁾、坂井-月岡¹⁵⁾ らによって、有限要素法を用いて解かれている。これらの方法は任意の κ に対しても応用できるが、ここでは、Chen-Mei の方法を適用した。数値計算に当っては、 $h \rightarrow \infty$ に対応する

$$\kappa = \omega^2 / g \quad (9)$$

を用いた。

Chen-Mei によると、(7) 式の解が、原点から十分離れた点では

$$\begin{aligned} \Phi = & \alpha_0 H_0^{(1)}(\kappa \rho) + \sum_{k=1}^{k_0} H_k^{(1)}(\kappa \rho) \\ & \times (\alpha_k \cos k\theta + \beta_k \sin k\theta) \end{aligned} \quad (10)$$

と表わされる。ここに k_0 は適当な正整数 ($k_0 = 20$ とした)

$$\rho = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad \tan \theta = y/x \quad (11)$$

である。Fig. 1 に示すように、円領域 A に船体をおき、その外部 B において散乱波が (10) 式のように与えられると仮定する。領域 A は有限要素法によって解き、境界 R における連続性、船側 H 上で入射波と散乱波の垂直速度の和が 0 になる条件を用いることによって解を定める。

数値計算に用いた船形は、後述の実験に用いた模型による。有限要素の大きさは、解析誤差を考慮して、波長の 1/10 以下になるように定めた。Fig. 2, 3 に正面から波をうける場合の結果を示す。Fig. 2 は船側波の形状の時間的変化を表わす ($T = 2\pi/\omega$)。波が船を通り過ぎるとき、波高が時間とともに著しく変化することに注意されたい。見掛けの振幅 $\zeta_{\max}$ の ω による変化を示したのが Fig. 3 である。波長が短く (ω が大きく)

なると船首部の波が高くなる傾向がある。これらより船側波は

$$\zeta(x, t) = \zeta_{\max}(x) \cos(\kappa x + \omega t) \quad (12)$$

のようになり、熊井²⁾の仮定と異った形となる。

3 実 験

Fig. 4 に示す長方形断面の木製模型によって実験を行った。船体は5個のブロックよりなり、それらを鋼製ばりで結合し、ゴムで水密を保持した。船底の圧力、はりのひずみ、上下変位を図に示す点で測定した。入射波高は、船中央横中心線から 1.2m 離れた点で測定した。実験は東大、高速力学水槽で、船の横揺、左右動のみを拘束し、規則波 ($\omega = 3 \sim 11 \text{ rad/s}$) 中で行った。本模型の縦揺、上下動の固有円振動数 (計算値) は

$$\omega_p = 6.13, \quad \omega_h = 6.26 \text{ (rad/s)}$$

また2節および3節のたわみ振動については、2種類の結合板ばね I, II に対し、自由振動による実験値

$$\omega_2 = 9.68 \text{ (I)}, 8.48 \text{ (II)};$$

$$\omega_3 = 21.48 \text{ (I)}, 18.44 \text{ (II) (rad/s)}$$

が得られた。したがって、 $\omega = 3 \sim 7 \text{ rad/s}$ に対する実験結果は、本研究の目的に対しては無用であった。Fig. 5, 6 に実測値を例示する。Fig. 5 には示していないが船首尾と船中央の変位に約 $T/4$ の位相差がある。各点の圧力、変位にも位相差がある。2節のたわみ振動に対するスプリングは、それぞれの板ばねに対して

$$\omega = 10.65 \text{ (I)}, 9.38 \text{ (II) (rad/s)}$$

であった。このほかに4次のスプリングとして、4節のたわみ振動が

$$\omega = 8.73 \text{ (I)}, 8.45 \text{ (II) (rad/s)}$$

のときに現われた。スプリングの振動数が、自由振動による値と多少異っているが、これは上下動の影響かも知れない。

このほかに準静的ないわゆる縦曲げによる変形が $\omega \approx 5.0$ すなわち波長/船長比がほぼ 1 に近いときに現われた。しかし、上下動・縦揺れに対する同調は明確でなかった。

なお、本模型の主要目はずきの通りである。

$$L \times B \times D \times d = 2.0 \text{ m} \times 0.4 \text{ m} \times 0.22 \text{ m} \times 0.105 \text{ m}$$

$$C_b = 0.9$$

また用いた圧力変換器は共和電業製 PNL-500GC、たわみ計測は自製の片持ばりによって行った。

4 船側波を考慮したスプリング起振力

船側波の計算にあたっては、船底影響を無視した。しかし、実際には船底が存在し、ここに働く圧力の変動によってスプリングが発生する。計算によって求めた船側波 $\zeta(x, t)$ を用いて、この圧力 p を求めることは、

大きな近似であるが、許容できるものであると思う。この船側波中において生ずる力はストリップ法によると単位長さ当り

$$pb = r b(\zeta - w) - c(\dot{\zeta} - \dot{w}) + m(\ddot{\zeta} - \ddot{w}) \quad (13)$$

のように表わされる。ここに $b(x)$ は船の各断面における幅、 r は水の比重量、 $c(x; \omega)$ と $m(x; \omega)$ は各断面における流体力学的減衰係数と付加質量係数で、出会振動数に関係する。また $w(x, t)$ は船の各断面の上向き変位である。振動のように ω が大きいときは c が小さいことにより、この項を省略する。したがって、船底において測定される圧力は

$$\begin{aligned} p(x, t; \omega) &= [r\zeta + (m/b)\ddot{\zeta}] - [rw + (m/b)\ddot{w}] \\ &= p_s + p_a \end{aligned} \quad (14)$$

となる。この第1項

$$p_s = r\zeta - (m\omega^2/b)\zeta \quad (15)$$

がスプリングを起す圧力に相当する。正確には、 $r\zeta$ に Smith 補正、 m に波長の影響を考慮しなくてはならない。第2項

$$p_a = -(\gamma - m\omega^2/b)w \quad (16)$$

は、振動に対する水の付加剛性⁹⁾および付加質量に対応する。 p_a に対しては3次元影響は通常無視できる。

計測された波形 w と、それに対応する位相の船側波形の計算値に基づいて、圧力 p が計算される。それらと比較したのが Fig. 7 である。必ずしもよい一致を示していないが、まず満足すべきものである。

スプリングを起振する圧力 p_s が、各たわみ振動の n 節の基準型 $W_n(x)$ に対してなす仕事

$$\begin{aligned} f_n(t; \omega) &= \int p_s(x, t; \omega) W_n(x) dx \\ &\equiv F_n(\omega) \cos(\omega t - \varepsilon) \end{aligned} \quad (17)$$

は、 n 次の広義の力である。船側波が入射波に等しいとして、全く同様に広義の力

$$f_n^0(t; \omega) = F_n^0(\omega) \cos(\omega t - \varepsilon^0) \quad (18)$$

を求めることができる。 $W_n(x)$ として、簡単のため一様断面棒に対する値を用いて、 $f_n(t; \omega)$ を求め、対応する $f_n^0(t; \omega)$ と比較したのが Fig. 8 である。これより、船側波が入射波と異なることによって、起振力が増大することがわかる。Fig. 7 の例では 57% もの増加があることに注意したい。これに対応してスプリングの振幅が増加することは明らかである。

5 考察および結論

本論文においては、スプリング発生要因として、船側波の影響を考察し、実験によって確めた。規則波が入射したときの船体による散乱を、船底の影響を無視した2次元理論に基づき、有限要素法によって求めた。その空間的な波形は非常に複雑になるが、入射波と同じ速

さの波で、時間的には入射波に対応する周期をもつ正弦波となり、その振幅と位相が場所によって異なるわけである。この事情は、船底影響を考慮しても線形理論である限り変らないはずであり、熊井の仮定と根本的に異なる。

船側波は船首近傍で振幅が大きくなる。Fig. 9 に示すように、実験で高次スプリングが現われた ω 値の近傍では、船首部のみ大きな振幅が生じた。これは船首部に非線形的な大きな圧力が発生する可能性を示し、これが高次起振の原因となると思われる。

またこのような船側波の性質により、船側波が入射波と等しいとしたときに比して、振動を起振する大きな広義の力が発生することになる。

本論文では、前進速度のない場合について検討したが、前進速度のある場合についても、その性質は本質的には変化がないと思う。

本研究実施に当り、計算に対して助言をいただいた三菱重工(株)瀬戸秀幸博士、実験に当られた東大工学部村上貴英氏に謝意を表する。

なお本研究の一部は日本造船研究協会 SR 152 において実施された。

参 考 文 献

- 1) 渡辺恵弘：Whipping 発生の一原因について、渡辺恵弘先生遺稿集，p. 333.
- 2) T. Kumai : Wave-Induced Force Exciting Hull Vibration and Its Response, 西部造船会々報，44 (1972)，p. 35.
- 3) R. A. Goodman : Wave-Excited Main Hull Vibration in Large Tankers and Bulk Carriers, T, RINA (1970).
- 4) T. Kumai & F. Tasai : On the wave Exciting Force and Response of Whipping of Ships, European Shipbuilding, 4 (1970).
- 5) 田才福造：船体の Wave Induced Vibration 計算法に関する一考察，九大応力研究所報，40 (昭48) p. 233.
- 6) 松本亘平，加道博章，小園民夫：Springing Vibration の起振力に関する一考察，関西造船誌，154 (昭 49. 9) p. 107.
- 7) K. Kagawa, K. Ohtaka & M. Onoue : A Study of Wave-Induced Vibrations (1st Rep), 日本造学論文集，137 (昭 50. 6) p. 264.
- 8) 田才福造：7) に対する質問.
- 9) R. E. D. Bishop, R. E. Taylor & K. L. Jackson : On the structural Dynamics of Ship Hulls in Waves, T, RINA (1974).
- 10) O. Faltinsen : Waves on a Restricted Ship in Head-sea Waves, 9th ONR, Paris, 1972.
- 11) 丸尾孟，佐々木敬之：向い波の中の細長い物体に働く波圧について，日本造学論文集，136 (昭49. 12) p. 107.
- 12) 別所正利：固定筒体に及ぼす波の圧力に就いて，造船協会論文集，101 (昭 32) p. 1 ; 102 (昭 32)

- p. 65 ; 103 (昭 33) p. 39.
- 13) H. S. Chen & C. C. Mei : Oscillations and Wave Forces in a Man-made Harbor in the Open Sea, 10th ONR, MIT, 1974.
- 14) J. C. W. Berkhoff : Computation of Wave Propagation by Means of the F.E.M., Finite

Element Method in Flow Problems, UAH Press (1974), p. 289.

- 15) 坂井藤一, 月岡康一 : 積分方程式を利用した表面波動問題の有限要素法解析, マトリックス構造解析研究発表論文集, 日本鋼構造協会, (1975), p. 401.

Fig. 1 Analysis of ship-side waves

Fig. 2 Calculated ship-side wave (cf. Fig. 3) ($\omega=10.65$, $KL=23.18$)

Fig. 3 Elevation of ship-side wave at three points (cf. Fig. 2)

Fig. 4 Ship model and stations for gages

Fig. 5 Simultaneous measurement for the model with connecting rod II in waves ($\omega=9.38$ rad/s)

Fig. 6 Vertical displacement of ship model with connecting rod I

Fig. 7 Comparison of experiment and calculation for bottom pressure in springing ($\omega = 9.38 \text{ rad/s}$, connecting rod II)

Fig. 8 Generalized forces in springing ($\omega = 9.38 \text{ rad/s}$)

Fig. 9 Amplitude of ship-side wave ($\omega = 8.0 \text{ rad/s}$)