

(昭和 62 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

波浪中における主機による船体上下振動

正員 郷 田 國 夫* 正員 渡 部 修*
正員 江 上 武 史**

Vertical Hull Vibration by a Main Engine in Regular Head Waves

by Kunio Goda, *Member*

Osamu Watanabe, *Member*

Takeshi Egami, *Member*

Summary

This paper discusses characteristics of vertical hull vibration excited by a main engine in regular head waves. The ship structure is modelled by Euler beam to have added mass, which is derived from calculated results of ship motion by using the ordinary strip theory. The engine-excited hull vibration is studied by numerical calculation using the finite element method as well as theoretical analysis based on a simplified mechanical model. It is concluded that the response to main engine is also magnified with beat near the natural frequencies of ship structure caused by interactive effects with waves.

1 緒 論

本論文は、主機の不平衡偶力を起振力とする船体上下振動が、規則向波にてどのような挙動を示すかを調べたものである。現在用いられている船体上下振動の固有振動数、応答振幅などの推定法は静水中の場合についてのものであって、波浪の影響は考慮されていないようである。通常、静水中の試運転において振動の測定およびチェックが行われる。引渡し後の航海において振動は、当然波浪の影響を受ける。引渡し後のクレームの原因の一つとしてこの波浪の影響を受けた振動が考えられる。一方、波浪衝撃による過渡振動である whipping および、波浪の流体力による定常振動である springing は広く研究されている^{1),2),3),4)}。これらは、いわゆる wave-induced vibration であって、主機などの起振力は考慮に入れていない。本論文では起振力として主機の不平衡偶力を取り、波浪の影響として、上下揺および縦揺による相対水位の変化による付加質量の変化のみを考慮に入れて、船体上下振動の挙動を検討する。

本研究は、まず規則向波中の船の運動をストリップ法により求め、次にこの計算結果を基に流体力として付加質量分布のみを考慮し、これを両端自由のオイラーはりを与え、主機による船体上下振動を解析する。このよう

に二段階解析法が適用できるのは、波の出会い周期は船体の上下振動の固有周期に比べて十分に長いからである。載荷重量 117,000ton の鉱石運搬船を例にとり、有限要素法を用いた詳細な数値計算の他、簡単な力学モデルによる考察から、波浪が振動に及ぼす影響を検討する。

2 定式化と数値解析法

Fig. 1 は解析に用いる座標系で、船に固定する。船の長さ方向に x 軸、上下方向に z 軸を設定する。船体はオイラーはりとして仮定し、境界条件は両端自由とする。また自由はりは静的に不安定であるため、Fig. 1 に示すように無視できる程度の弱いばねで一様に支持する⁵⁾。流体力として付加質量だけを考慮すると、船体上下振動の運動方程式は次のように表示できる。

$$\{m(x) + m_a(x, t)\} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left\{ EI(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right\} + k_f w = - \frac{\partial M_{ex}}{\partial x} \quad (1)$$

ここで、 $m(x)$ 、 $m_a(x, t)$ 、 k_f 、 $M_{ex}(x, t)$ はそれぞれ単位長さ当りの船体質量、付加質量、支持ばね定数、起振モーメントであり、 $EI(x)$ は曲げ剛性である。境界条件は両端自由であるから、船の長さを L とすると次のように示される。

* 筑波大学構造工学系

** 筑波大学工学研究科構造工学専攻

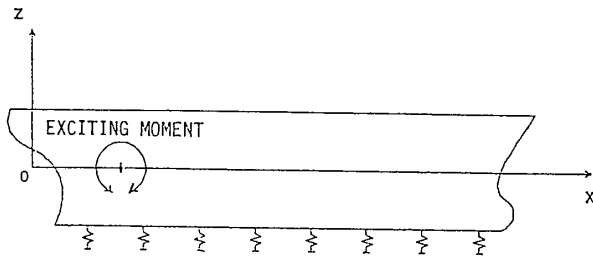


Fig. 1 Coordinate system for ship

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} = 0 \quad (x=0, L) \quad (2)$$

以上の運動方程式を有限要素法により離散化する。変位 w に対する変位関数は、通常のはり要素のように要素内で3次多項式で展開する。

$$([M] + [M_a]) \{\ddot{d}\} + [C] \{\dot{d}\} + ([K] + [K_f]) \{d\} = \{f\} \quad (3)$$

ここで、 $\{d\}$ は節点変位、 $[M]$ は質量マトリクス、 $[M_a]$ は付加質量マトリクス、 $[K]$ は剛性マトリクス、 $[K_f]$ はばねによる支持剛性マトリクス、 $[C]$ は減衰マトリクス、 $\{f\}$ は起振力ベクトルである。また記号「 \cdot 」は時間微分を表わす。減衰マトリクス $[C]$ は、 η を構造減衰定数として次のように仮定する⁹⁾。

$$[C] = \eta [K] \quad (4)$$

式(3)の運動方程式を $\beta=1/4$ とする Newmark の β 法⁶⁾で時間積分を行った。

3 実船のモデル化

解析に用いた船は、載荷重量 117,000ton の鉱石運搬船でその主要目を Table 1 に示す。また Fig. 2 に質量分布 $m(x)$ と断面2次モーメント $I(x)$ を、Fig. 3 に Body plan を示す。

3.1 付加質量の計算

本研究では向波の場合のみを考える。Fig. 4 に空間固定座標系 $X-Z$ と船に固定した座標系 $x-z$ を示す。船体の任意の点 x での船底から水面までの距離である相対水位 \hat{d} は、次のように与えられる。

$$\hat{d} = -\zeta + x\theta + h + d \quad (5)$$

ここで、 ζ は上下揺れ、 θ は縦揺れ、 h は波振幅、 d は喫水を表わす。波形は正弦波を仮定して次のように置く。

$$h = h_0 \cos\{\omega(t - X/C)\} \quad (6)$$

Table 1 Principal particulars of the ore carrier

Length between Perpendiculars: Lpp	247.0 m
Breadth Moulded: B	40.0 m
Depth Moulded: D	23.0 m
Draft: d	16.0 m
Displacement: W	135,519 ton

ここで、 t は時間、 $2h_0$ は波高、 ω は波の角振動数、 C は波速を表わす。船に固定した座標系から見ると、波形は次のようになる。

$$h = h_0 \cos[2\pi/\lambda\{x + (V - C)t\}] \quad (8)$$

となる。ここで、 λ は波長である。また上下揺れ ζ 、縦揺れ θ も正弦波を仮定して次のように置く。

$$\zeta = \zeta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta) \quad (9)$$

$$\theta = \theta_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta) \quad (10)$$

$\zeta_0, \theta_0, \varepsilon_\zeta, \varepsilon_\theta$ はストリップ法を用いて計算する。

本研究においては、波は向波、船の速度 V は 12knot、波長 λ は船の長さ L と同じ 247m およびその半分とする。このとき、波速 C 、出会い角振動数 ω_e 、出会い周期 T_e は Table 2 のようになる。ここで T を波の周期(sec)として

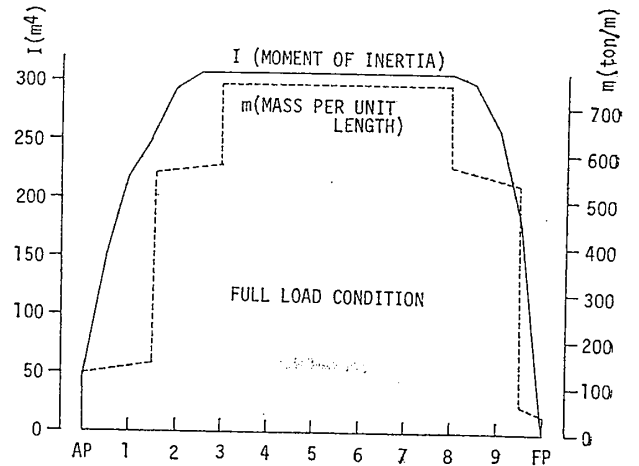


Fig. 2 Distribution of moment of inertia I and mass m

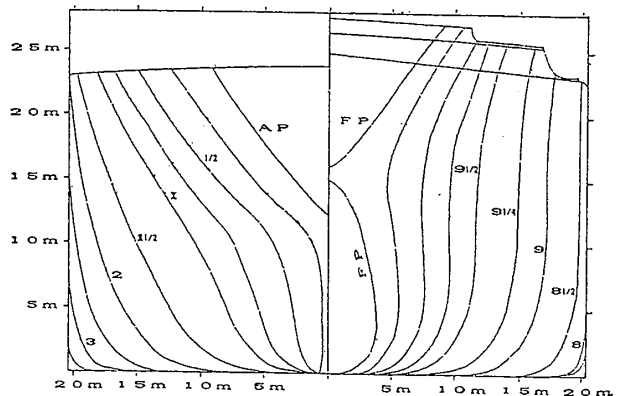


Fig. 3 Body plan of the ore carrier

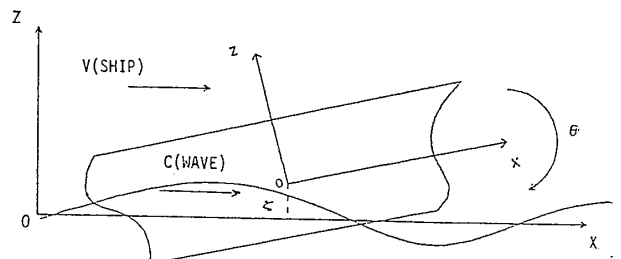


Fig. 4 Coordinate systems

$$C = \frac{2\pi}{g} T, \quad \lambda = \frac{2\pi}{g} T^2$$

を用いた。またストリップ法を用いて得られた振幅 ζ_0 , θ_0 , ε_ζ , ε_θ を Table 3 に示す。また波長 λ を変えた場合の振幅 ζ_0, θ_0 を Fig. 5 に示す。

以上より時刻 t , 位置 x における相対水位 η を求めることができる。静水中で喫水断面積 S_0 と半幅 b_0 と喫水 d からルイス形の断面を表わす係数 a_1, a_3 を求め、次に波浪中での相対水位 \hat{d} から没水面積 S および半幅 b を求める。これに基づき単位長さ当りの付加質量 m_a は次のように求める⁷⁾。

$$m_a = 1/2 \cdot C_v \rho \pi b^2 \quad (11)$$

ここで、 ρ は海水密度、付加質量係数 C_v は次のように求める。

$$C_v = 1 + (1 + \gamma - \alpha)(\gamma - \alpha) \quad (12)$$

Table 2 Condition of calculation

λ (m)	123.5	247.0
C (m/sec)	-13.9	-19.6
ω_e (rad/sec)	1.02	0.656
T_e (sec)	6.16	9.58

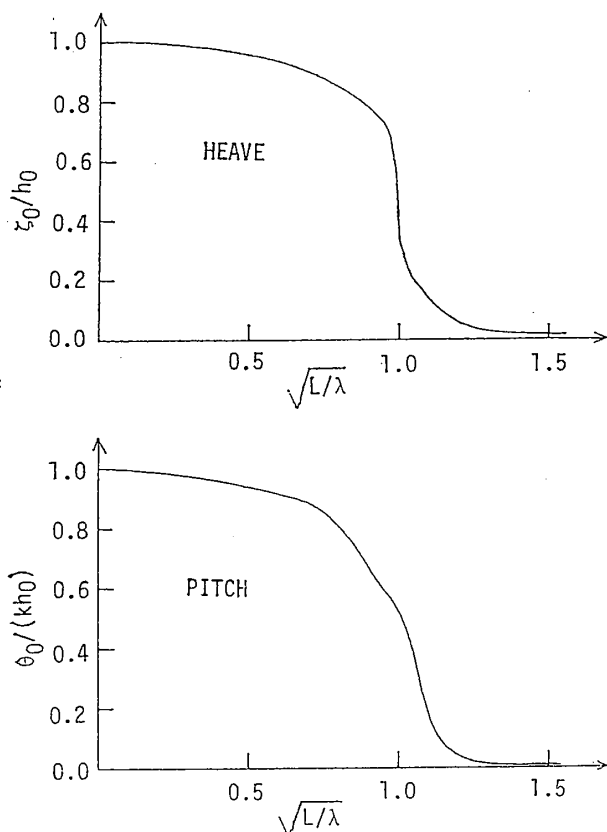


Fig 5 Calculated amplitudes of heaving and pitching versus wave length

Table 3 Calculated results of heaving and pitching (ship speed $V=12.0$ knot)

λ (m)	123.5	247.0
ζ_0/h_0	0.0195	0.464
ε_ζ (deg)	94.4	59.8
$\theta_0/(kh_0)$	0.0186	0.531
ε_θ (deg)	71.3	149.

$$(k = 2\pi / \lambda)$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \left\{ 3(1+\gamma) - \sqrt{9(1+\gamma)^2 - 8 \left(\frac{4r}{\pi} \sigma + 1 + \gamma + \gamma^2 \right)} \right\} \quad (13)$$

$$\gamma = \hat{d}/b \quad (14)$$

$$\sigma = S/(2b\hat{d}) \quad (15)$$

3.2 起振力

本研究では、プロペラ起振力は最近小さくなっているのでここでは省略し、起振力として船尾の近傍に搭載されているディーゼル主機の可動部分の慣性力による不平衡偶力のみを考慮する⁷⁾。不平衡偶力は集中偶力と

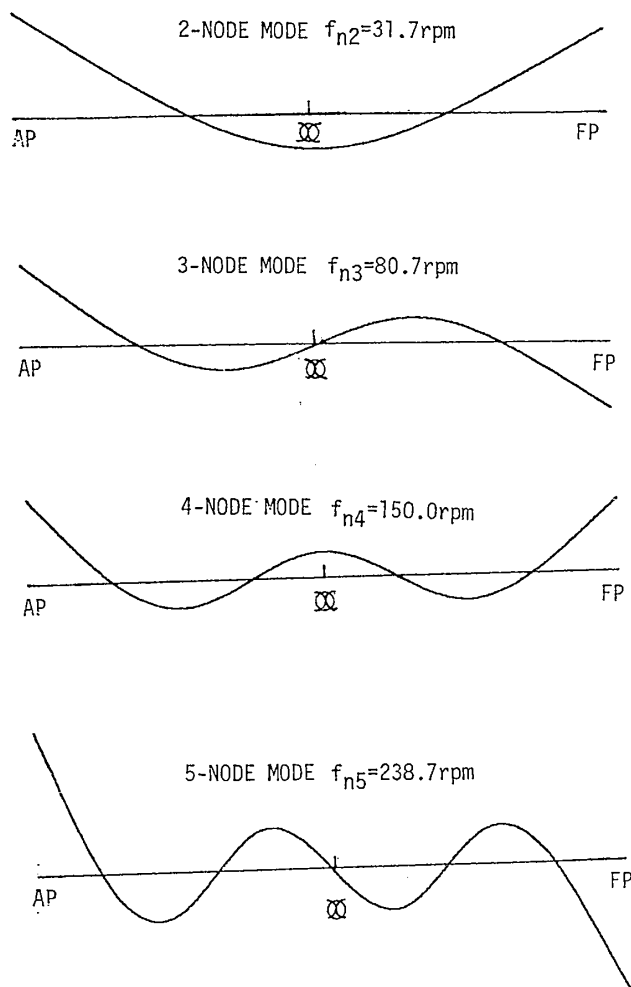


Fig. 6 Natural frequencies and modes

し、それを $M_{exo}(t)$ で表わせば、多シリンダーの場合次の様な2つの成分から成る。

$$M_{exo}(t) = M_1 \sin \omega t + M_2 \sin 2\omega t \quad (16)$$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= C_1 P_1 h \\ M_2 &= C_2 P_2 h \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

ここで h はシリンダー間隔、 P_1 、 P_2 は次のように与えられている。

$$P_1 = (m_r + m_t) r \omega^2 \quad (18)$$

$$P_2 = (\mu + 1/4 \mu^3) m_t r \omega^2 \quad (19)$$

ここで、 m_r は回転部質量、 m_t は往復部質量、 $\mu = r/l$ 、 r はクランク半径、 l は連接棒の長さである。また定数 C_1 、 C_2 は5シリンダーの場合、次の値となる⁷⁾。

$$C_1 = 0.449, \quad C_2 = 4.98 \quad (20)$$

本研究においては船の主機の回転数を70rpmとした。このとき n 次起振力の振幅 M_n は実船のデータを用いると次の値になる。

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= 105 \quad (\text{tonf} \cdot \text{m}) \\ M_2 &= 251 \quad (\text{tonf} \cdot \text{m}) \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

したがって、主たる起振力は2次の M_2 である。 M_n は式(18)、(19)から明らかに機関の角振動数 ω に依存するが、本研究においては70rpmを標準とし、 M_n は回転数によらないものとした。したがって70rpm以下の時は過大評価、70rpm以下の時は過小評価となる。

起振点はエンジンの中心位置であって、A.P. から0.1Lの箇所である。

4 計算結果

4.1 固有振動数と減衰定数

まず、静水中の固有振動数とモードを求める⁵⁾。要素分割は8とする。式(3)から次式が固有値問題の方程式となる。

$$\{-\omega^2([M] + [M_a]) + ([K] + [K_f])\} \{d\} = 0 \quad (22)$$

ここで $[M_a]$ は静水中の付加質量マトリックスである。得られた結果を Fig. 6 に示す。主機は通常60~80rpmで回転するから、主たる起振力はその2倍の120~160rpmとなる。故に4節の上下振動が卓越すると考えられる。

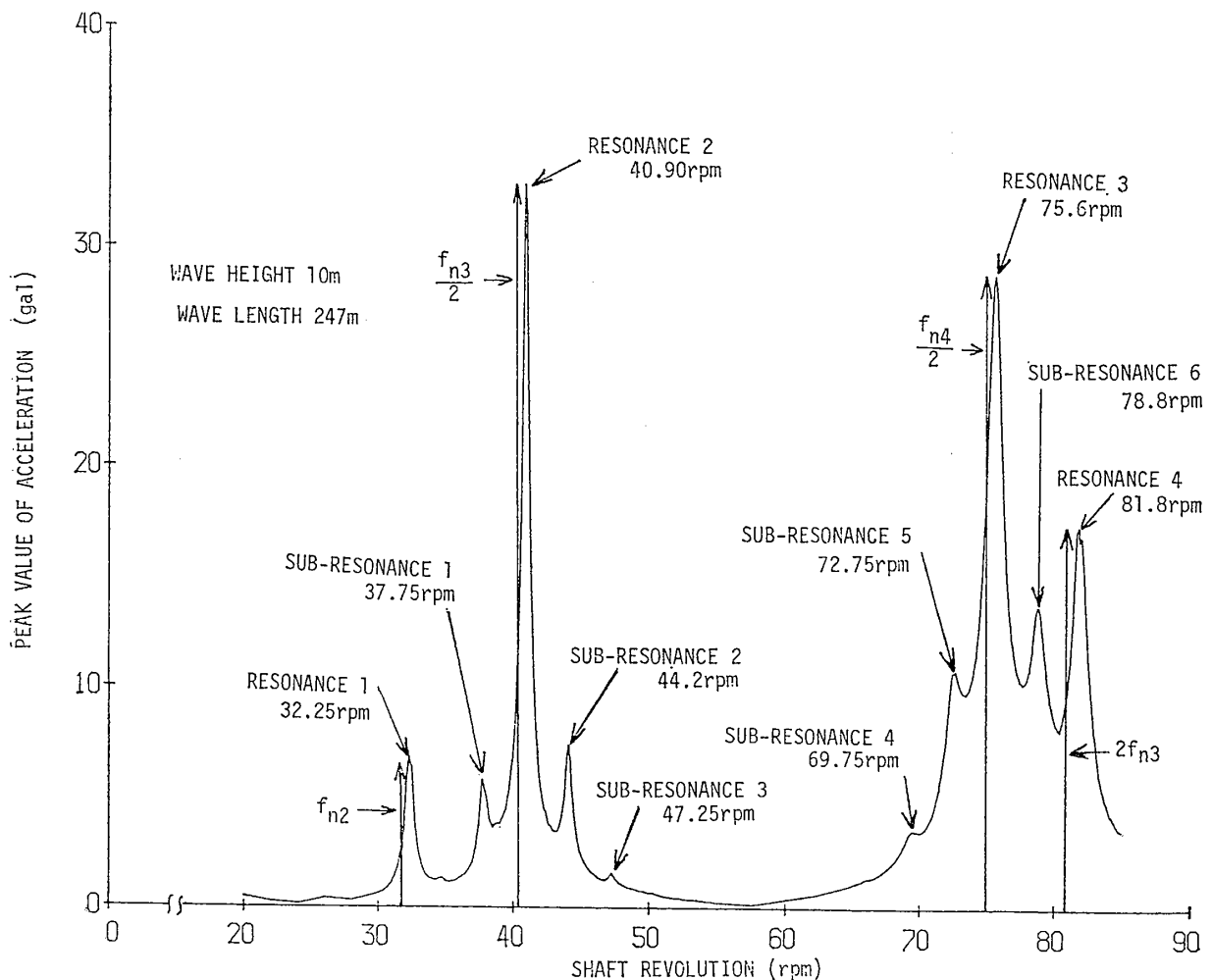


Fig. 7 Resonance curve

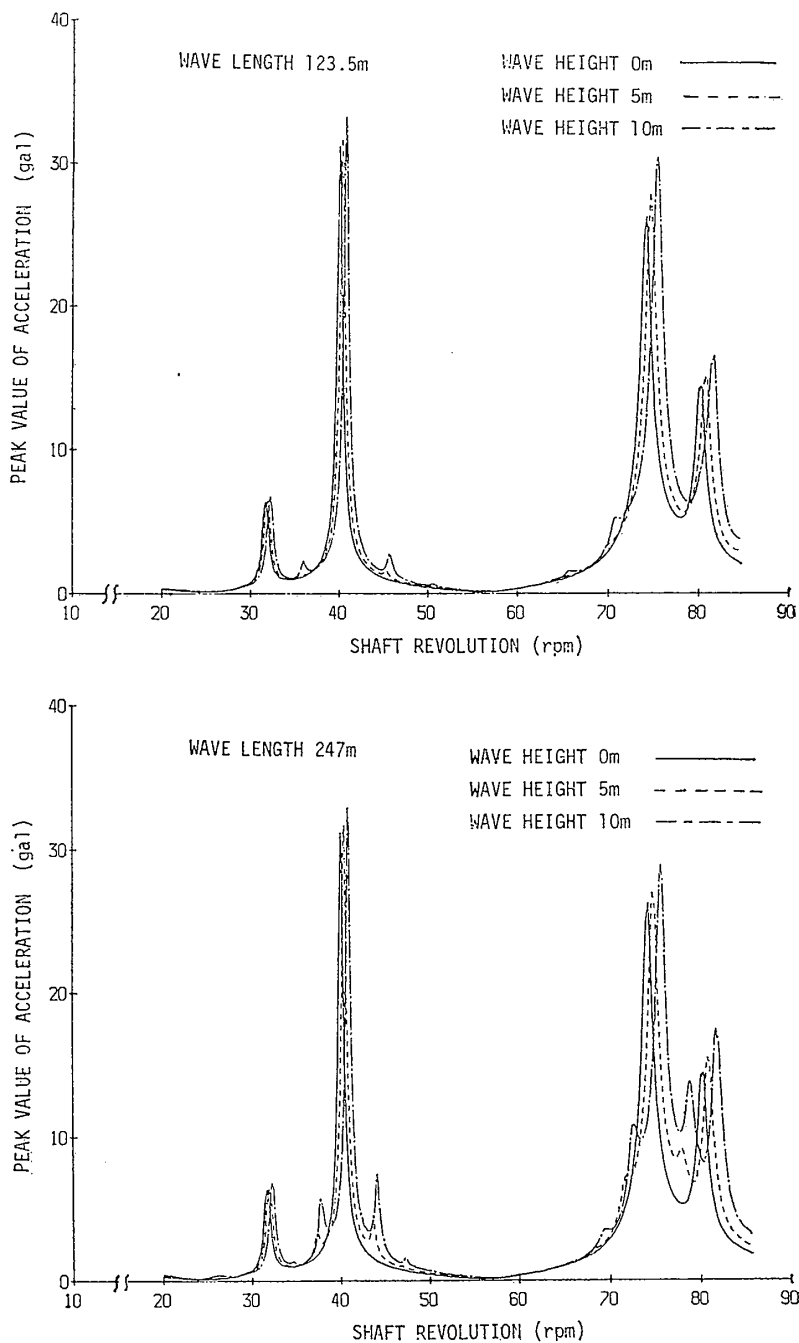


Fig.8 Wave effects in resonance curve

次に減衰定数を固有振動数の結果から求める。熊井の研究⁸⁾によると、対数減衰率は各固有モードに対し次のように与えている。

$$\delta_2 = C/L \quad (23)$$

$$\delta_n = \delta_2(N_n/N_2) \quad (24)$$

ここで定数Cは3~4であるが、本研究では3.5とする。 N_n はn節の固有振動数、 δ_n はn節の上下振動の対数減衰率である。 η と δ_n には次の関係がある⁴⁾。

$$\eta = \delta_n / (\pi \omega_n) \quad (25)$$

本研究では、4節の上下振動が卓越するので式(25)より次の値を用いる。

$$\eta = 8.78 \times 10^{-4} \quad (26)$$

4.2 応答曲線

本来、速度と起振力は回転数に依存するが、ここでは応答の性質を調べるため、これらを一定と仮定した。運動方程式(3)の時間積分を行い、定常応答を求める。時間刻みは0.02(sec)としている。Fig.7は波長 λ が船長Lと同一で波高 $2h_0$ が10mの時の、船尾の加速度の最大値を示したものである。なお、 f_{n2} などはFig.6で示した固有振動数に対応するものである。Fig.7から分かるように、応答曲線にはいくつかのいわゆる共振点が見られる。これらはFig.7中に記しているように、

起振振動数 f が小さいものから順に共振点 1, 2, 3, 4 と呼ぶことにする。共振点 2 および 3 近くでは小さな山が見られる。これを副共振点 1, 2, 3, 4, 5, 6 と呼ぶこ

とにする。これらは、波浪がある時のみ生ずる現象である。

これらの共振が生ずる原因は次のことと対応してい

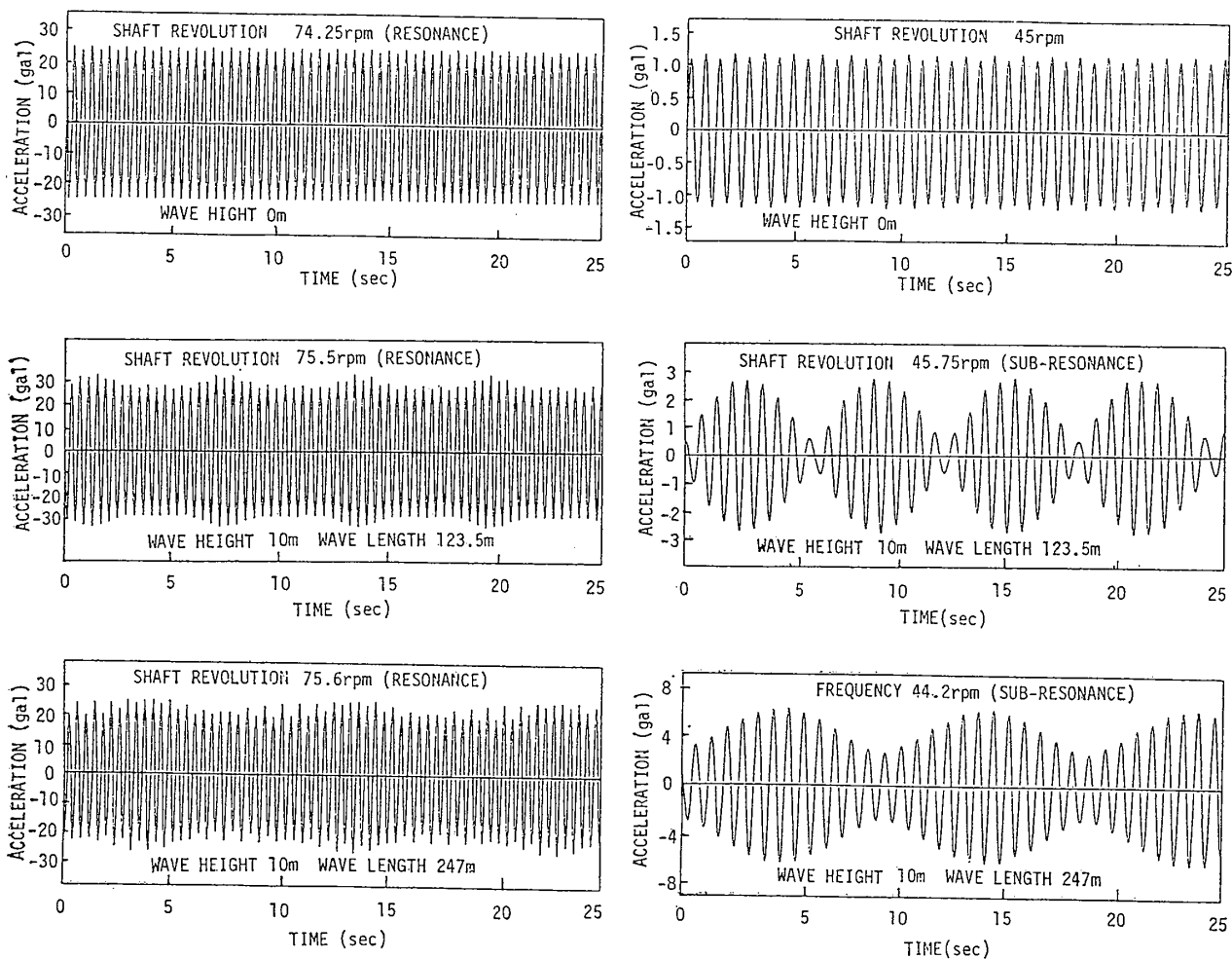


Fig. 9 Time history of acceleration at A. P.

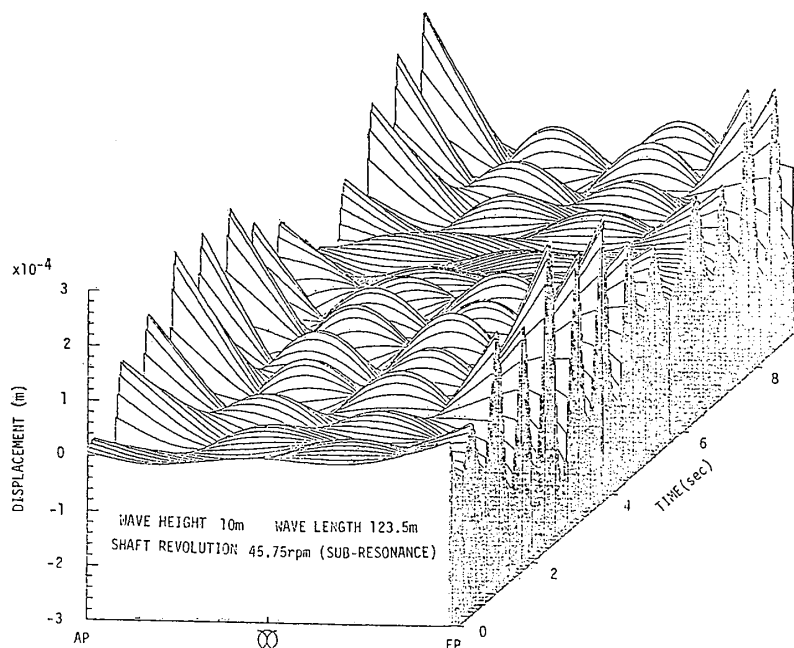


Fig. 10 Vertical hull vibration with beat

$$[M]\{\ddot{d}\} + [K]\{d\} = \{f\} \quad (38)$$

式 (38) において、適当な正規直交マトリクス $[P]$ を用いて $[K]$ を対角化する。すなわち次の変換を行う。

$$\{d\} = [P]\{\bar{d}\} \quad (39)$$

ここで記号「 $-$ 」は変換後の量を表わす。したがって、式 (51) は次のように変換される。

$$[\bar{M}]\{\ddot{\bar{d}}\} + [\bar{K}]\{\bar{d}\} = \{\bar{f}\} \quad (40)$$

ここで

$$[\bar{M}] = [\bar{M}_0] + [\bar{M}_a] \quad (41)$$

$$[\bar{M}_0] = [P]^t [M_0] [P] \quad (42)$$

$$[\bar{M}_a] = [P]^t [M_a] [P] \quad (43)$$

$$[\bar{K}] = [P]^t [K] [P] \quad (44)$$

$$\{\bar{f}\} = [P]^t \{f\} \quad (45)$$

その成分表示は総和規約を用いると次のようになる。

$$[\bar{M}_0]_{ij} = m_0 \delta_{ij} \quad (46)$$

$$[\bar{M}_a]_{ij} = \Delta m P_{ki} P_{kj} \cos(\omega_e t + \varphi_k) \quad (47)$$

$$[\bar{K}]_{ij} = k_i \delta_{ij} \quad (48)$$

$$\{\bar{f}\}_i = f_0 \delta_{ij} P_{ji} \cos(\omega t) \quad (49)$$

特に $[\bar{M}_a]_{ij}$ と $\{\bar{f}\}_i$ は改めて次のように表示できる。

$$[\bar{M}_a]_{ij} = \Delta m \beta_{ij} \cos(\omega_e t + \phi_{ij}) \quad (50)$$

$$\{\bar{f}\}_i = \bar{f}_{0i} \cos \omega t \quad (51)$$

式 (40) において、両辺を m_0 で割ると次のようになる。

$$[[I] + [E]]\{\ddot{\bar{d}}\} + [\Omega^2]\{\bar{d}\} = \{\bar{f}\}/m_0 \quad (52)$$

ここで $[I]$ は単位行列である。 $[E]$ の成分表示は

$$[E]_{ij} = \varepsilon_{ij} \cos(\omega_e t + \phi_{ij}) \quad (53)$$

となる。ここで $\varepsilon_{ij} = \Delta m \beta_{ij} / m_0$ は 1 に比べて十分小さい量であることに注意する。また $[\Omega^2]$ の成分表示は

$$[\Omega^2]_{ij} = \omega_i^2 \delta_{ij} \quad (54)$$

ここで

$$\omega_i = \sqrt{k_i / m_0} \quad (55)$$

ω_i は静水中の固有角振動数を表わし、 $P_{ij} (j=1, 2, \dots, n)$ が固有振動モードを表わす。

運動方程式 (52) の定常解を、逐次近似法により求める。まず第 1 次近似として、式 (52) で $\varepsilon_{ij} = 0$ として定常解を求めると次のようになる。

$$\bar{d}_i = \frac{\bar{f}_{0i}}{m_0(\omega_i^2 - \omega^2)} \cos \omega t \quad (56)$$

第 2 次近似を求めるために式 (52) 中の ε_{ij} のかかっている項に式 (56) を代入すると次のようになる。

$$\begin{aligned} \ddot{\bar{d}}_i + \omega_i^2 \bar{d}_i &= \frac{\bar{f}_{0i}}{m_0} \cos \omega t \\ &- \sum_{j=1}^n \varepsilon_{ij} \cos(\omega_e t + \phi_{ij}) \frac{\bar{f}_{0j} \omega^2}{\omega_j^2 - \omega^2} \cos \omega t \end{aligned} \quad (57)$$

式 (57) の定常解は次のようになる。

$$\bar{d}_i = \frac{\bar{f}_{0i}}{m_0(\omega_i^2 - \omega^2)} \cos \omega t$$

$$\begin{aligned} &- \frac{1}{2} \sum_{j=1}^n \varepsilon_{ij} \frac{\bar{f}_{0j} \omega^2}{\omega_j^2 - \omega^2} \left[\frac{\cos((\omega + \omega_e)t + \phi_{ij})}{\omega_i^2 - (\omega + \omega_e)^2} \right] \\ &+ \left[\frac{\cos((\omega - \omega_e)t - \phi_{ij})}{\omega_i^2 - (\omega - \omega_e)^2} \right] \end{aligned} \quad (58)$$

解 $\{d\}$ を求めるには式 (58) を式 (39) に代入する。

今、起振角振動数 ω が、ある固有振動数 ω_m (m は整数) 近傍にあって m 次のモードが卓越する場合について考える。このとき式 (58) から次の定常解を得る。

$i \neq m$ の時

$$\bar{d}_i \ll \bar{d}_m \quad (59)$$

$i = m$ の時

$$\begin{aligned} \bar{d}_m &\cong \frac{\bar{f}_{0m}}{m_0(\omega_m^2 - \omega^2)} \cos \omega t - \frac{1}{2} \left[\varepsilon_{mm} \frac{f_{0m} \omega^2}{\omega_m^2 - \omega^2} \right. \\ &\times \left. \left\{ \frac{\cos((\omega + \omega_e)t + \phi_{mm})}{\omega_m^2 - (\omega + \omega_e)^2} + \frac{\cos((\omega - \omega_e)t - \phi_{mm})}{\omega_m^2 - (\omega - \omega_e)^2} \right\} \right] \end{aligned} \quad (60)$$

したがって、この時解 $\{d\}$ は式 (59), (60) を式 (39) に代入して次のようになる。

$$\{d\} = [P]\{\bar{d}\} \cong \{P_m\} \bar{d}_m \quad (61)$$

式 (60) について考察する。この式より共振点 ω_m 以外にも $\omega_m \pm \omega_e$ にも極大点があることが分かる。さらに同様の手順で第 3 次近似解を求めると、 $\omega = \omega_m \pm 2\omega_e$ で極大点のあることが分かる。これらの極大点が第 3 章で指摘した副共振点に対応する。本研究においては式 (21) で示したように主たる起振力が 2ω であるため、副共振角振動数は $\omega = \omega_m/2 \pm n\omega_e/2$ となる。改めて $\omega_m/2$ を ω_m とおけば (この場合 ω_m は共振する時の機関の角振動数となる) この極大点は次の位置で生ずる。

$$\omega = \omega_m \pm n\omega_e/2 \quad (62)$$

さて、式 (60) において $\omega = \omega_m - \omega_e$ における応答を考える。この時、右辺第二項が大きくなるが ε_{mm} が小さいのでその応答はそれほど大きくはならない。一方右辺第一項もある程度の大きさを持ち、右辺第三項は第二項に比べて無視できる量である。したがって右辺第一項と第二項が支配的であると考えれば、その和はそれぞれの項の振幅を A, B とすると次のようになる。

$$\begin{aligned} &A \cos(\omega t) + B \cos\{(\omega + \omega_e)t + \phi\} \\ &= C(t) \cos(\omega t + \phi + \theta) \end{aligned} \quad (63)$$

ここで

$$C^2(t) = A^2 + B^2 + 2AB \cos \omega_e t \quad (64)$$

$$\theta(t) = \tan^{-1} \{A \sin \omega_e t / (A + B \cos \omega_e t)\} \quad (65)$$

したがって振幅 $C(t)$ は $A+B$ と $A-B$ の間を周期 $2\pi/\omega_e$ を持って往復し、位相 θ も同じ周期で変動するためうなりが起る。またうなりの周期は波の出会い周期 T_e であることも分かる。また $\omega = \omega_m - \omega_e$ の場合でも同じ議論が成り立ち、この場合は第一項と第三項が支配的になりうなりが生ずる。第 3 章で示した Fig. 9 の有限要素法による副共振点における時間歴シミュレーション

ョンでは、うなりは顕著であることが分かる。また副共振点以外では式(60)からも分かる通り ε_{mm} が小さいため、右辺第二、第三項は第一項に比べて小さくなる。したがってこの場合うなりは小さい。特に共振点 $\omega = \omega_m$ においては右辺第一項が支配的になるので、うなりはほとんどないといえる。Fig. 9 に示したように共振点における時間歴シミュレーションでは、うなりの成分はほとんどない。

6 結 論

起振力として主機の不均衡偶力を取り、波浪の影響として船体運動による相対水位の変化による振動付加質量の変化を考慮して規則向波中の船体上下振動を、有限要素法および簡易モデルにより検討した。波浪中の船体上下振動には次のような特徴がある。

(1) 応答曲線において、共振点以外にも別の小さな共振点が共振点近くに現われる。ここではこれを副共振点と呼んでいる。

(2) 波の出会い周期に一致する周期を持つうなりを生ずる。特に副共振点においてうなりは顕著である。

(3) 応答曲線において、共振点では波高が高くなるほど応答が大きくなるが、その増加量は軽微である。

(4) 共振点が静水中のそれより少しずれるが、その量は軽微である。

謝 辞

本研究においてご教示および貴重なデータを提供して

いただいた、石川島播磨重工業株式会社船舶技術部 前田恂部長、吉田靖夫主任に深く感謝します。また、本研究に対し種々の助力をいただいた筑波大学技官寺田秀雄氏、また中谷善一君(埼玉県庁勤務)、阿部恒明君(小松製作所勤務)、外崎剛君(筑波大学基礎工学類)に謝意を表します。なお数値計算には筑波大学学術情報処理センター FACOM-M 382 を用いたことを付記する。

参 考 文 献

- 1) 川上益男：船体の Whipping 及び Springing, 船体の振動及び騒音に関するシンポジウム, 日本造船学会(昭50).
- 2) 田才福造：船体 Wave Induced Vibration の計算法について, 西部造船会々報, 第48号(昭49).
- 3) 山本善之, 藤野正隆, 深沢塔一：非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動及び縦強度, 日本造船学会論文集, 第143, 144, 145号(昭53, 54).
- 4) 大坪英臣, 黒岩隆夫, 山本善之：大波高波浪中の船体構造応答(第一報), 日本造船学会論文集, 第157号(昭60).
- 5) 鷺津, 宮本, 山田, 山本, 川井編：有限要素法ハンドブックⅡ応用編, 培風館(昭58).
- 6) 戸川隼人：有限要素法による振動解析, サイエンス社(昭50).
- 7) 日本海事協会：船舶振動設計指針(昭56).
- 8) Kumai, T.: Damping Factors in the Higher Modes of Ship Vibration, Report of Research Institute of Applied Mechanics, Kyusyu University, Vol. VI, No. 21 (1958).