

(昭和 56 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

波浪中の船体曲げ撓みについて

正員 真能創* 正員 河辺寛*
鈴木修**

Wave Induced Bending Deflections of Main Hulls

by Hajimu Mano, Member Hiroshi Kawabe, Member
Osamu Suzuki

Summary

In this paper, authors estimate long-term distributions of wave induced bending deflections of three ships including a dry cargo ship, a bulk-carrier and a destroyer. The extreme values in the long-term distributions of midship deflections, the probability of exceeding the value is equal to 10^{-8} , range from $L/1000$ to $L/500$. The values are larger than those in still water which are expected to be smaller than $L/1000$ in usual case from a result of measurement on 28 ships, which have length from 120 m to 160 m and belong to the same group as the above three vessels in their size. It is also remarkable that the values scatter widely.

Authors study on the character of the extreme and clarify that design wave bending stress, ship length, ratio of ship length to depth, fineness of hull form, and structure type have effects on the deflection. So it is impossible to keep the deflection in a range by keeping only design stress in a given value.

From the study authors develop a method of estimating the extreme midship deflection with very small error provided the extreme value of wave induced bending moments is known. And in appendix authors show an improved method of calculating bending deflection at midship from values of bending moment at three positions which divide ship length into four equal parts.

1 緒言

船体の縦強度解析において、その撓みが重視されるることは少ない。したがって、船体の波浪による撓みの長期分布がどのような性質をもつのか、またその最大値はどのような値に達するかを調べた資料は乏しい。

筆者らは3隻の実船について、その波浪中の撓みの長期分布、およびその最大値（極値）について調べた。次にこの極値が、船のどのような要素に影響されるものかについて解明した。これらの解析結果を応用し、この撓みの極値を、波浪曲げモーメントの極値から推定する近似計算法を導いたので、ここに報告する。

なお、船体中央および前後の4等点の曲げモーメントの値から、船体中央の曲げ撓みを求める方法については既に発表されているが¹⁾、これを船体の肥に瘤応じてその影響を補正できるものに修正拡張し、非常に精度の高

い結果が得られるものとしたので、併せて報告する。

2 波浪中の曲げ撓みの推定

2.1 規則波中の曲げ撓み

船が規則波中を任意の出会い角で、定速航行している場合について考える。船体中央の位置における波面の上下方向変位 z は、次式で与えられるものとする。

$$z = h \cos \omega_e t \quad (1)$$

ここに、 h : 波の振幅, ω_e : $2\pi/T_e$

T_e : 波に対する出会い周期

この波によって船体各部に働く曲げモーメント M は、次式で表わされる。

$$\begin{aligned} M &= m(x) \cos \{\omega_e t + \alpha_m(x)\} \\ &= m_c(x) \cos \omega_e t - m_s(x) \cos \omega_e t \end{aligned} \quad (2)$$

ここに、 x : 船体の長さ方向の位置を示す座標

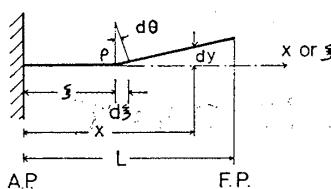
$\alpha_m(x)$: 位相角

$$m(x) = \{m_c^2(x) + m_s^2(x)\}^{1/2}$$

$$\alpha_m(x) = \tan^{-1} \{m_s(x)/m_c(x)\}$$

* 防衛大学校

** 海上自衛隊

Fig. 1 Definition of x , ξ and y

船体に働く曲げモーメントの分布が与えられると、それによる船体の撓みは梁理論によって求められる。船体を便宜上、Fig. 1 に示す船尾で固定された片持梁とみなす。同図に示すように、座標 x, ξ は船尾端に原点を取り、船首方向を正とし、撓み y は鉛直上方を正とする。船尾から ξ だけはなれた微小長さ $d\xi$ の部分に、曲げモーメントによって $d\theta$ (図の方向を正とする) の角変形を生じたとすると、その変形によるその点より船首側の任意の点 ($x=x$) の撓み dy は、次のようになる。

$$dy = (x - \xi)d\theta$$

曲げモーメントはホギングを正とし、曲げ撓みの曲率半径を ρ とするとき、

$$d\theta = \frac{d\xi}{\rho} = -\frac{M(\xi)}{EI(\xi)}d\xi$$

この点の撓み y は、上式の dy の和になるから、

$$y = -\frac{1}{E} \int_0^x (x - \xi) \frac{M(\xi)}{I(\xi)} d\xi \quad (3)$$

船体の撓みは、船首尾を結ぶ線を基準にした撓みであるから、

$$y = \frac{1}{E} \left\{ \frac{x}{L} \int_0^L (L - \xi) \frac{M(\xi)}{I(\xi)} d\xi - \int_0^x (x - \xi) \frac{M(\xi)}{I(\xi)} d\xi \right\} \quad (4)$$

式(2)と式(4)から、

$$\begin{aligned} y &= y(x) \cos \{\omega_e t + \alpha_y(x)\} \\ &= y_c(x) \cos \omega_e t - y_s(x) \sin \omega_e t \end{aligned} \quad (5)$$

ここに、

$$\begin{aligned} y_c(x) &= \frac{1}{E} \left\{ \frac{x}{L} \int_0^L (L - \xi) \frac{m_c(\xi)}{I(\xi)} d\xi - \int_0^x (x - \xi) \frac{m_c(\xi)}{I(\xi)} d\xi \right\} \\ y_s(x) &= \frac{1}{E} \left\{ \frac{x}{L} \int_0^L (L - \xi) \frac{m_s(\xi)}{I(\xi)} d\xi - \int_0^x (x - \xi) \frac{m_s(\xi)}{I(\xi)} d\xi \right\} \end{aligned}$$

$$y(x) = \{y_c^2(x) + y_s^2(x)\}^{1/2}$$

$$\alpha_y(x) = \tan^{-1} \{y_s(x)/y_c(x)\}$$

式(5)による撓みは、船体を梁と考えたときの静的撓みであって、動的撓みではない。したがって、出会い周期 T_e が船体の撓み振動周期に近いときは、正しい結果を与えない。しかし、船体に働く曲げモーメントおよび曲げ撓みが大となる。波長 λ が船の長さ L に近い波に

対する T_e は、固有周期よりはるかに大きな値であり、この場合は静的撓みと動的撓みの差は無視できる。

本稿では、船体の固有周期に近い出会い周期の波の強制力、あるいは高次の波の強制力による船体振動によつて生じる撓みは考えてない。

2.2 不規則波(海洋波)中の曲げ撓み

前述のように、曲げ撓みは波浪曲げモーメントと同じ性質の波浪に対する応答であり、不規則波中の曲げ撓みは、波浪曲げモーメント等と全く同様に求められる。

2.2.1 短期分布

船が航海中に遭遇する波浪は、その状態は時々刻々変化する不規則波であるが、普通 20 分程度までは定常状態とみなせる。この任意の定常状態の不規則波中を、一定針路、船速で航行するときの撓み等の応答の分布を、短期分布と呼ぶ。撓みの短期分布は不規則変動であるが、規則波中の撓みの振幅と波の振幅は線形関係にあることから、線形重ね合わせ理論によって、波スペクトルと応答関係が与えられると、撓みのスペクトルが求められる。

$$[S(\omega, \chi)]^2 = [f(\omega, \chi)]^2 [A(\omega, \theta - \chi)]^2 \quad (6)$$

ここに、
[$S(\omega, \chi)$]²: 曲げ撓みのスペクトルのエネルギー密度
 θ : 船と波の平均進行方向との出会い角

$\theta - \chi$: 船と素成波の進行方向との出会い角
 $[A(\omega, \theta - \chi)]$: 波が円周波数 ω の規則波中を出会い角 $(\theta - \chi)$ で航行するときの応答関係

θ, χ : Fig. 2 参照

船体の任意の点の曲げ撓みの確率分布は平均値は 0、分散 R^2 は次式で与えられる正規分布で近似できる。

$$R^2 = \int_{\chi_l}^{\chi_u} \int_0^\infty [S(\omega, \chi)]^2 d\omega d\chi \quad (7)$$

ここに、
 χ_u, χ_l : 素成波の分布範囲の上下限角度

また、撓みのピーク値 Y の分布は、確率密度分布関数 $p(Y)$ が次式で与えられる Rayleigh 分布で近似できる。

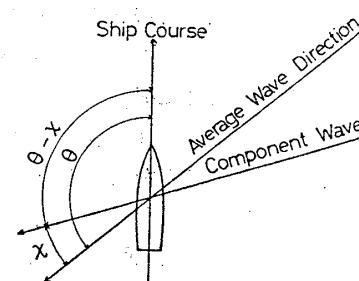


Fig. 2 Ship course and wave direction

波浪中の船体曲げ撓みについて

$$p(Y) = (Y/R^2) \exp[-(Y^2/2R^2)] \quad (8)$$

なお、同分布において、ピーク値がある値 Y を超える確率 $q(Y)$ は次式から求められる。

$$q(Y) = \exp[-(Y^2/2R^2)] \quad (9)$$

2.2.2 長期分布

船の全就航期間、あるいは数年等の長期間の曲げ撓みのピーク値の分布は、その間に海面状態、航海条件等が種々変化するから、それぞれのパラメータ R が種々異なる無数の短期分布の和となる。長期分布を構成する短期分布パラメータ R の確率密度分布 $p(R)$ が与えられるなら、長期分布でピーク値がある値 Y を超える確率 $Q(Y)$ は次のようになる。

$$Q(Y) = \int_0^\infty \exp[-(Y^2/2R^2)] p(R) dR \quad (10)$$

船が常に一定の排水量、船速、および波に対する出会い角で航行するとすると、上記の R は波高 H 、波周期 T だけの関係となる。よって、 $Q(Y)$ は次式で表わされる。

$$Q(Y) = \int_0^\infty \int_0^\infty \exp[-(Y^2/2R^2)] p(H, T) dH dT \quad (11)$$

ここに、 $p(H, T)$: 波高 H 、波周期 T の海面の確率密度分布

船が波に対し、あらゆる向い角を等しい確率で航行するときの $Q(Y)$ は次のようになる。

$$Q(Y) = 1/2\pi \int_0^\infty \int_0^\infty \int_0^{2\pi} \exp[-(Y^2/2R^2)] \times p(H, T) dH dT d\theta \quad (12)$$

2.3 実船の曲げ撓み

2.3.1 対象船および計算条件

肥満が異なる3隻の船を選び、波浪中の撓みを求めた。対象船の詳細は Table 1 に示す。また、各船の重量分布、断面2次モーメントの分布を、それぞれ Fig. 3, Fig. 4 に示す。

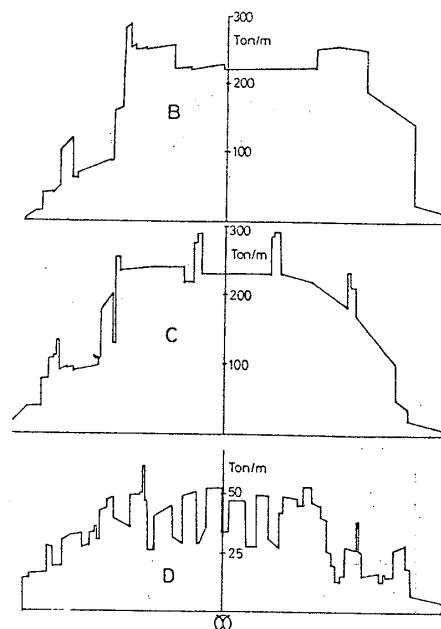
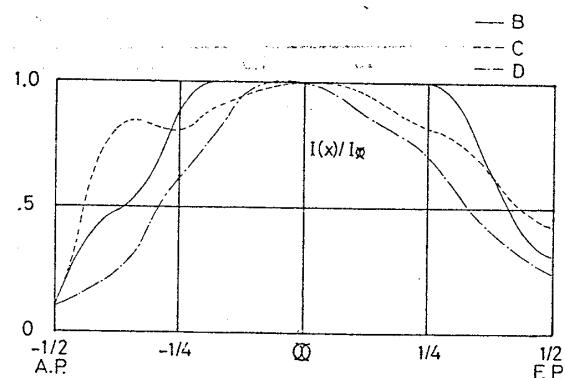


Fig. 3 Weight curve of each supposed ship

Fig. 4 Longitudinal distributions of bending rigidity $I(x)$

規則波中の撓みは、船の長さの 20 等分点に働く波浪曲げモーメントの振幅および位相をストリップ法により求め、近似積分によって各点の撓みの振幅を求めた。速力は各船の就航速力を参考にして、3船ともにフルード

Table 1 Main particulars of supposed ships

Ship name	B	C	D
Kind of service	Bulk carrier	Dry cargo	Destroyer
L (m)	154.50	156.00	128.00
B (m)	22.80	24.50	13.40
D (m)	13.50	14.55	8.65
d (m)	9.61	10.50	4.40
C_b	0.801	0.667	0.510
Displacement (t)	27,707	27,368	4,409
Longi. gyradius	$0.23L$	$0.23L$	$0.25L$
x_G	$0.0154L$ for.	$0.0124L$ aft.	$0.0126L$ aft.
$I_\infty (\times 10^7 \text{ cm}^4)$	5.657	6.565	1.234
r_z	0.595	0.612	0.547

数0.2とした。

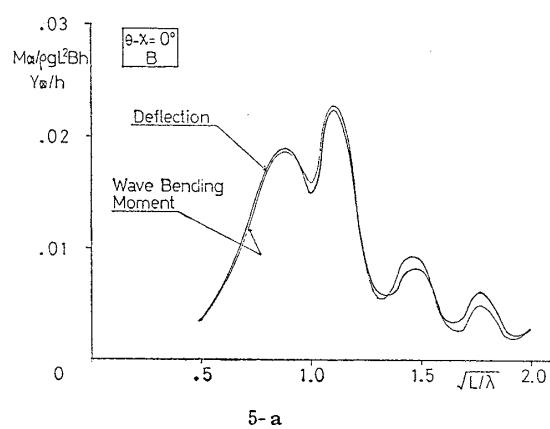
長期分布の計算では、北大西洋の海象観測結果²⁾を遭遇海象とし、目視波高と目視波周期で与えられる任意の海面状態に対する波スペクトルは、ISSC スペクトルで表わされるものとした。

2.3.2 計算結果

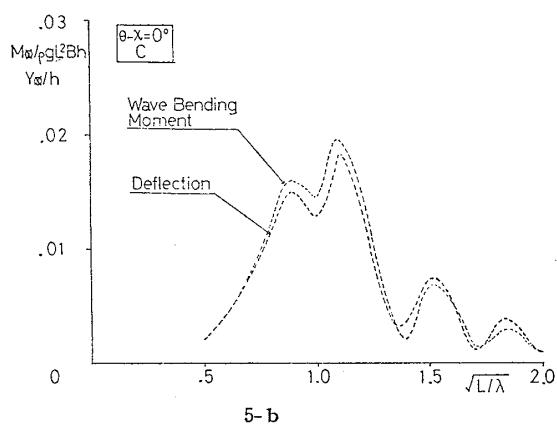
正面に向い波のときの中央の撓みの応答関数をFig.5に示す。同図には船体中央の波浪曲げモーメントの応答関

数を記入したが、D船以外は L/λ の全領域にわたって、モーメントと撓みは傾向が一致する。Fig.6に撓みの長さ方向分布を示す。B, C船では応答が最大となる点は L/λ によって変化するが、D船では常に中央より船尾側の点で最大となる。

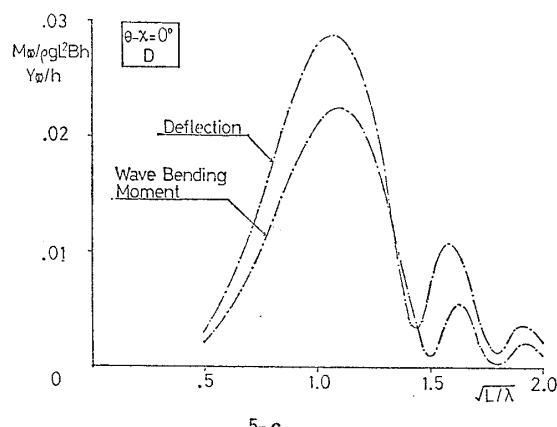
また、B, C船では船首尾を通じて位相がほとんど一致する場合があるが、D船では船首尾の位相がずれ、大きくはないが船体が波打つような変形が加わることを示



5-a

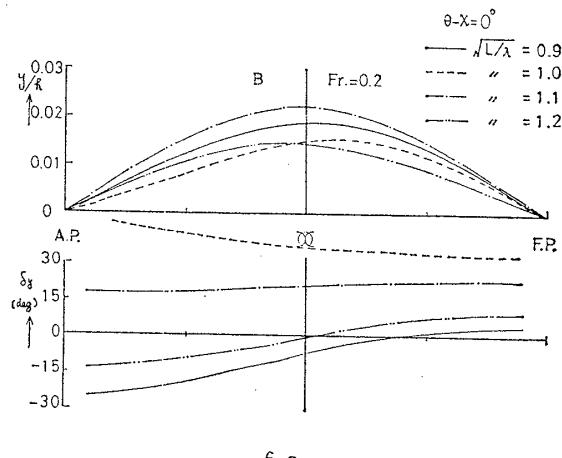


5-b

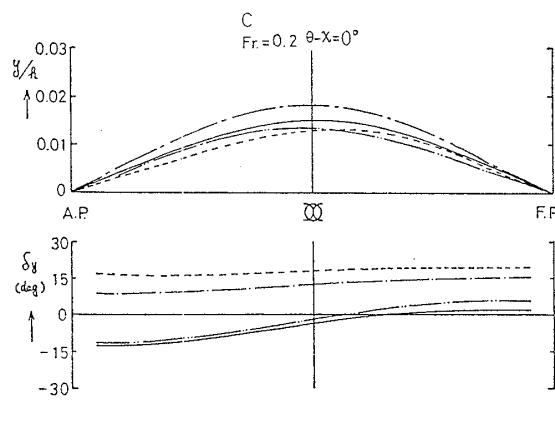


5-c

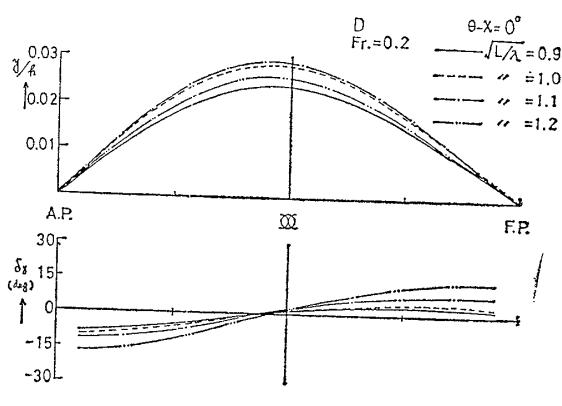
Fig.5 Response amplitudes of midship wave bending moments and deflections in regular waves



6-a



6-b



6-c

Fig.6 Response amplitudes of deflections along ship length in regular waves

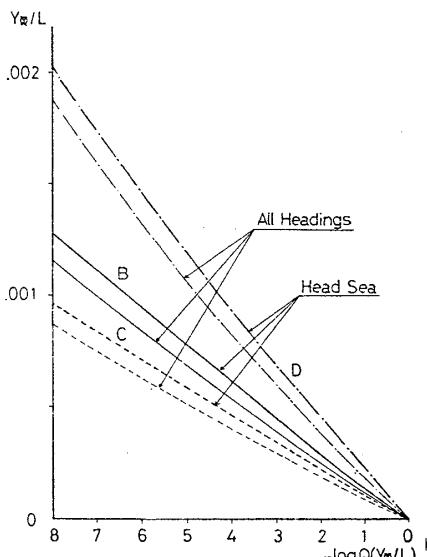


Fig. 7 Long-term distributions of midship deflections in the North Atlantic

している。

Fig. 7 に船体中央の撓み Y_d の長期分布を示す。 Y_d と L の比は船によって相当大きく異なること、また $Q(Y)$ が 10^{-8} に対応する最大値（極値）は B 船で $L/1000$ 、D 船では $L/500$ に近い値に達することは注目に値する。これらの船と同じ大きさの L が $120 \sim 160$ m の船 28 隻の静水中の中央の撓みの計測結果³⁾では、撓みが $L/2000$ 未満の船が 21 隻、 $L/1500$ 未満の船が 27 隻で、 $L/1000$ を超えた例は 1 隻だけである。このような静水中の撓みと波浪中の撓みの極値の発現頻度のちがいは考慮しなければならないが、図の極値が静水中の撓みより相当高いことは明らかである。

この撓みの長期予測結果は、想定条件に影響される。文献 4) にこの種の応答に対する合理的な条件として、極めて定速で常に向い波に近い針路で航行する状態を想定することを提案したが、この条件と本論文の条件の差を

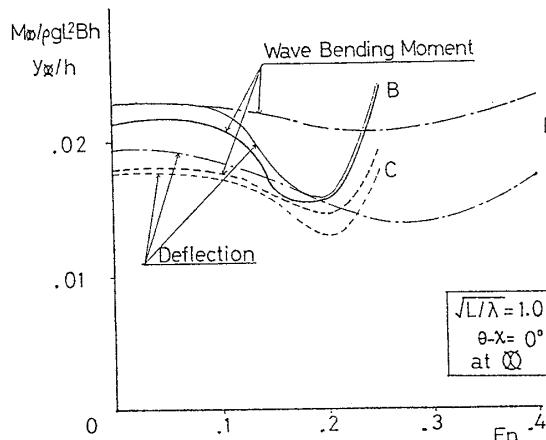


Fig. 8 Effects of ship speed on response amplitudes of midship wave bending moments and deflections in regular waves

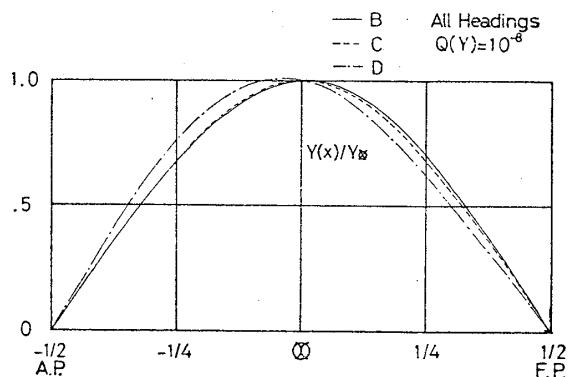


Fig. 9 Longitudinal distributions of extreme values ($Q(Y)=10^{-8}$) of deflections

比較すると、Fig. 8 に示すようにフルード数 0.2 では、曲げモーメント、撓みとともに極小値に近い。したがって、極値がここに示す値より高くなることも十分考えられる。

また、 L がほぼ等しい B 船と C 船の撓みを比べると、B 船の方が 30% 以上も大きいが、普通設計応力にこのような差が生じることはない。後述するように、撓みは設計応力だけでなく、種々の要因によって複雑に変化するため、条件によってはこのような大きな差が現われる。

Fig. 9 に船体各部の $Q(Y)$ が 10^{-8} に対する極値を、中央の値に対する比の形で示す。各点の撓みが同時に極値に達するとは限らないから、この曲線は中央の撓みが極値に達したときの、船体の撓み曲線を示している訳ではない。

図示のように、最大値の分布は船の肥瘠で変化し、 C_b の大きい B 船では船首側の値が大きく、 C_b の小さい D 船では逆となり、C 船はその中間の分布になる。

2.3.3 船体各部の曲げモーメントの位相差の影響

規則波中の撓みの応答関数の計算では、式 (5) に示すように、船体各部に働く曲げモーメントの位相差を考慮しなければならない。この位相差を無視して、次式によつて撓みを求めるとき、過大評価になるが計算は簡略化できる。

$$y(x, t) = y(x) \cos \omega_e t \quad (13)$$

ここに、

$$y(x) = \frac{1}{E} \left\{ \frac{x}{L} \int_0^L (L-\xi) \frac{m(\xi)}{I(\xi)} d\xi - \int_0^x (x-\xi) \frac{m(\xi)}{I(\xi)} d\xi \right\}$$

Fig. 10 はこの簡略法による撓みの応答関数を D 船について比較したもので、誤差は大きくない。Fig. 11 はこの応答関数によって求めた撓みの長期分布で、位相差を無視すると、極値は C 船で 3%，B 船で 7%，D 船では 15% 程度過大評価になる。多少の誤差は問題でない

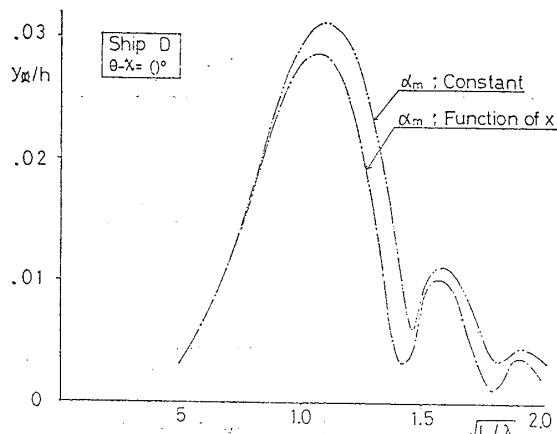


Fig. 10 Effects of neglecting variation of phase lag of wave bending moment along ship length on response amplitude of midship deflections in regular waves

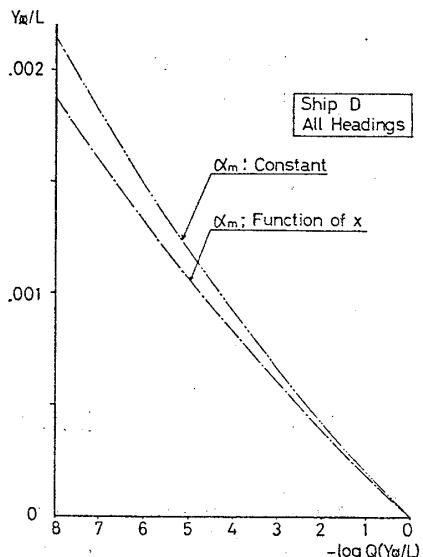


Fig. 11 Effects of neglecting variation of phase lag of wave bending moment along ship length on long-term distributions of midship deflections

ときは、位相差を無視して極値を求め、それを上記の誤差の平均値 8% (商船を対象とするときは 5%) だけ修正して近似値を得ることができる。

3 波浪中の曲げ撓みの特性

前記の 3 隻の計算結果で顕著なことは、最大値が船によって大きく異なる値を示すことである。これらの船は大きさ、形状等が異なっているから、撓みに影響を与える諸要因について調べ、これらの差がどのような原因によって発生したかについて解析する。

3.1 曲げモーメントの極値分布曲線

Fig. 12 に前記の 3 船の波浪曲げモーメントの長期分布における超過確率 10^{-8} に対応する極値が、船の長さ方向で如何に変化するかを、その船体中央の値に対する

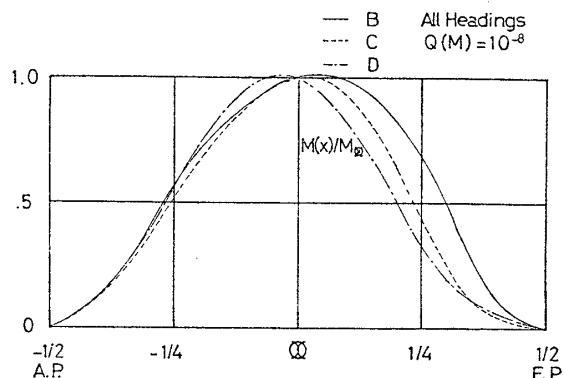


Fig. 12 Longitudinal distributions of extreme values ($Q(M)=10^{-8}$) of wave bending moments

Table 2 Accuracy of approximate values of midship deflections estimated from the extreme wave bending moment curves in Fig. 12.

Ship name	B	C	D
$M_{\max}/\rho g L^3 B$	1.144×10^{-3}	0.918×10^{-3}	1.427×10^{-3}
Y_{\max} (cm)	17.8	13.5	23.9
y_{\max} (cm)	19.7	14.2	25.6
y_{\max}/Y_{\max}	1.11	1.05	1.07
Remark	y_{\max} : approximate value by Eq. (A 6) Eq. (14).		

比で示す。この分布形は、Fig. 9 の撓みの分布形とよく一致するが、その特色がより顕著で、B 船では中央より $L/20$ 程度船首よりの点に、逆に D 船では船尾よりの点において、曲げモーメントが最大となっている。

船体に Fig. 12 に示す分布の曲げモーメントが働いた場合の中央の撓みを、次の近似式によって求めた結果を Table 2 に示す。なお、近似式の導出の詳細は付録に示す。

$$y_{\max} = \beta \frac{L^2}{EI_{\max}} M_E \quad (14)$$

ここに、

$$M_E = [M_{\max} + \eta \{M_f(L/4) + M_a(L/4)\}] / (1+2\eta)$$

$$r_m = M_f(L/4) + M_a(L/4) / 2M_{\max} = 0.5 + \mu$$

$M_f(L/4)$, $M_a(L/4)$: それぞれ船首、船尾側の 4 等分点の曲げモーメント
 β, η, μ : 係数 (付録参照)

船体中央の波浪曲げモーメントが極値を示すとき、他の部分の曲げモーメントも同時に極値に達するとは限らないから、Fig. 12 に示す分布に対する撓みはその極値より大きな値になるが、極めて近い値であり、中央の撓みの極値に対応する曲げモーメントの分布は、同図に近いといえる。よって、この曲線を撓みの極値に対応する

曲げモーメント曲線であるとみなして、考察を進める。

3.2 船の肥瘠が撓みに与える影響

曲げモーメントの極値分布曲線の形状は、中央付近で最大値が見出され、船首尾端で0となるが、途中の値の低下率によって変化する。いま、この低下率の低い場合を肥えた分布、逆の場合を瘠せた分布と呼ぶことにする。文献1)に示したように、船体の撓みに与える影響は、中央部の曲げ変形が最も大きいが、この曲線が肥えることは、両端部の曲げ変形が増加することを意味し、中央の値が等しい場合でも肥えたものの方が撓みが大となる。

この曲線の肥瘠を、式(14)に示す船首尾の4等分点の曲げモーメントの平均値と、中央の曲げモーメントの比 r_m で表わす。前記の3船の r_m はTable 3に示すように、船体が肥えた船ほど r_m も増加する。船体の肥瘠は、肥えると極値分布曲線が肥え、撓みを増加させる効果をもたらす。この効果は式(14)では r_m の増加による M_E の値の上昇の形で表わされている。

船体の肥瘠は同時に、断面2次モーメント $I(x)$ で表わされる船体曲げ剛性の、長さ方向の分布形に影響する。Fig.4に示すように、 $I(x)$ は平行部では中央の値 I_{∞} に近い値を保つが、それより前後では減少していく。したがって、肥えた船では $I(x)$ も肥え、 $I(x)$ が肥えることは両端部の剛性の低下が少ないことを意味し、撓みは減少する。

$I(x)$ の分布を付録のFig.A1のような台形で近似し、そのテーパー部の長さ $\epsilon l(l=L/2)$ で $I(x)$ の肥瘠を表わすと、B、C、D船に対する ϵ の値はそれぞれ0.5、0.6、0.8となる。 $I(x)$ の肥瘠による撓みの変化は、式(14)では ϵ の変化による係数 β, η の変化で表わされる。

船体の肥瘠の影響は、船体が肥えることは極値分布曲線と $I(x)$ 曲線を肥えさせる効果があるが、それが撓みに与える影響は打消し合うために大きくはないが、無視できる程度ではない。この影響は式(14)では係数 β, η, r_m の変化で表わされる。ブロック係数が C_b の船の中央の撓みを、他の諸条件が等しいブロック係数が C_{b1}

の船の撓みに換算するには、次の係数 K_f を掛ければよいことになる。

$$K_f = \frac{\beta_1(1+2\eta_1r_{m1})(1+2\eta_0)}{\beta_0(1+2\eta_0r_{m0})(1+2\eta_1)} \quad (15)$$

ここに、 β_0, η_0, r_{m0} : ブロック係数 C_{b0} の船の β, η, r_m
 β_1, η_1, r_{m1} : ブロック係数 C_{b1} の船の β, η, r_m

Table 3にC船を基準としたときの、B船、D船の K_f を示す。表ではC船の撓みが最小になるが、後述のように C_b と r_m の関係は式(34)で、 C_b と β, η の関係は式(32)と付録の式(A6)で与えられるから、これらを式(14)に代入して肥瘠の影響を調べると、 C_b が0.65程度で撓みは極小となり、それより肥えた船でも瘠せた船でも撓みは増加する。

3.3 波浪応力の設計値の影響

式(14)中の M_{∞} は次式で表わされる。

$$M_{\infty} = Z\sigma_w = \frac{I_{\infty}\sigma_w}{r_z D} \quad (16)$$

ここに、 Z : 船体の断面係数

r_z : 船体断面の中性軸から強力甲板または船底までの距離と深さ D の比

σ_w : 縦強度設計状態で船体に働く波浪応力

上式を式(14)に代入すると、

$$y_{\infty} = \beta \frac{\sigma_w}{Er_z} \left(\frac{L}{D} \right) L \frac{(1+2r_m\eta)}{(1+2\eta)} \quad (17)$$

上式から、肥瘠、主要寸法等が同一の船の撓みは、波浪曲げモーメントの極値に対する曲げ応力 σ_w に比例することが明らかである。したがって、上記の諸条件が等しいが、設計波浪応力が σ_{w0} の船の撓みを、それが他の値 σ_{w1} の船の撓みに換算するには、次の係数 K_{σ} を掛ければよい。

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{w1}}{\sigma_{w0}} \left(= \frac{Z_0}{Z_1} \right) \quad (18)$$

なお、上式に付記しているように、波浪曲げモーメントの極値に影響する諸条件が等しいなら、 K_{σ} は断面係数の比の逆数になる。

Table 4にC船を基準としたB、D船に対する K_{σ} を示す。D船は高張力鋼を使用しているため、 σ_w が高く、 K_{σ} も高い値となっている。

3.4 船体構造型式の影響

式(17)より明らかのように、 y_{∞} は r_z に反比例す

Table 4 Correction factor of midship bending deflections for design wave bending stress (K_{σ} for ship C=1.00)

Ship name	B	C	D
C_b	0.801	0.667	0.510
r_m	0.620	0.474	0.437
ϵ	0.5	0.6	0.8
η	0.654	0.732	0.916
β	0.127	0.133	0.155
K_f	1.08	1.00	1.08

Ship name	B	C	D
$Z (\times 10^6 \text{cm}^3)$	7.045	7.368	2.608
$\sigma_w (\text{kg/mm}^2)$	14.0	11.9	15.8
K_{σ}	1.18	1.00	1.33

Table 5 Correction factors of midship deflection of ship C, in comparison her deflection with those of ship B and D

Ship name	B	C	D
Y_{m} (cm)	17.8	13.5	23.9
$Y_{\text{m}}/Y_{\text{m}0}^*$	1.32	1.00	1.77
K_f	1.08	1.00	1.08
K_σ	1.18	1.00	1.33
K_z	1.03	1.00	1.12
$K_{L/D}$	1.06	1.00	1.38
K_L	0.99	1.00	0.82
$K_f K_\sigma K_z K_{L/D} K_L$	1.38	1.00	1.81
Remark	<p>* $Y_{\text{m}0}$: Basic value of deflection at midship. Y_{m} of ship C is $Y_{\text{m}0}$ in this table</p> <p>Correction factors are to be multiplied when Y_{m} of a ship is compared with that of another ship</p>		

る。 r_z は構造型式が同一の船の間では大きな差はないが、バルクキャリアとタンカーの間の撓みを比較するような場合は、 r_z の差の修正が必要となる。 r_z が r_{z0} の船の撓みを、構造が異なる r_z が r_{z1} の船の撓みに換算するには、次の係数 K_z を掛ければよい。

$$K_z = \frac{r_{z0}}{r_{z1}} \quad (19)$$

前記の3船の r_z は Table 1 に、C船を基準としたときの K_z を Table 5 に示す。B船とC船の間の r_z の差は無視できる程度であるが、C船とD船の間の差は無視できない程度に達している。

3.5 L/D の影響

式(17)に示されるように、 y_{m} は L/D に比例して変化する。したがって、この比が L_0/D_0 の船の撓みを、他の値 L_1/D_1 の船の撓みに換算するには、次の係数 $K_{L/D}$ を掛ければよい。

$$K_{L/D} = \left(\frac{L_1}{D_1} \right) \left(\frac{D_0}{L_0} \right) \quad (20)$$

前記の3船のC船を基準としたときの $K_{L/D}$ を、Table 5 に示す。

3.6 L の影響

式(17)に示されるように、 y_{m} は L に比例して変化する。したがって、長さ L_0 の船の撓みを、長さが L_1 の船に換算するには、次の係数 K_L を掛ければよいことになる。

$$K_L = L_1/L_0 \quad (21)$$

前記の3船のC船を基準としたときの K_L を、Table 5 に示す。

なお、船体の撓みを Y_{m}/L で比較するときは、

$$\frac{y_{\text{m}}}{L} = \beta \frac{\sigma_w}{E r_z} \left(\frac{L}{D} \right) \frac{(1+2r_m\eta)}{(1+2\eta)} \quad (17)'$$

となるから、 K_L だけを除外したものについて、撓みを比較すればよい。

なお、 L を船型の大きさを示す指標とみなすと、主要寸法比、設計応力等が L とともに変化することも問題となる。式(14)についてこの問題を考えると、中央における波浪曲げモーメントの極値を与える近似式として、文献 5) に次式が示されている。

$$M_{\text{m}} = 0.017 L^2 B (C_b + 0.7) f(L) \quad (22)$$

$$\text{ここに, } f(L) = 10.75 - \{(300-L)/100\}^{1.5} \quad L \leq 300\text{m}$$

$$= 10.75 \quad L > 300\text{m}$$

上式中の L が 300m 以下のときの $f(L)$ は、次式で近似できる。

$$f(L) = 2.187 L^{0.28} \quad (23)$$

したがって、船体形状、重量分布等が相似の船を想定すると、

$$\begin{cases} M_{\text{m}} \propto L^{3.28} & (L \leq 300\text{m}) \\ \propto L^{3.00} & (L > 300\text{m}) \end{cases} \quad (24)$$

日本海事協会の鋼船規則では、静水曲げモーメントの値が小さい場合の、船体の断面係数の要求値 Z_1 は、式(22)で与えられる荷重による曲げ応力 σ_w が一定値になるよう定められている。

$$\begin{cases} Z \propto L^{3.28} & (L \leq 300\text{m}) \\ \propto L^{3.00} & (L > 300\text{m}) \end{cases} \quad (25)$$

したがって、

$$\begin{cases} I_{\text{m}} \propto L^{4.28} & (L \leq 300\text{m}) \\ \propto L^{4.00} & (L > 300\text{m}) \end{cases} \quad (26)$$

これから y_{m} を求めると、

$$y_{\text{m}} \propto L \quad (27)$$

となり、式(17)の結果と一致する。

一方、文献 3) では、多数の実船の L と I_{m} の関係を調べた結果から、両者の関係は次式で与えられるとしている。

$$I_{\text{m}} \propto L^{3.75} \quad (28)$$

式(26)と式(28)の L の指数の差は、船種、船体形状等が異なる多数の実船で得られる L と I_{m} の関係は、単純化した相似船の関係とは異なることを示している。このような関係が得られる原因としては種々なものがあげられるが、主要寸法比の関係では式(28)は L/D が L とともに変化する影響が含まれていることがあげられる。

また、実船の断面係数は常に下限値 Z_1 に一致している訳ではなく、設計応力には上限値はあるとしてもバラツキが考えられ、さらに L とともに変化する傾向を持つ場合も考えられる。したがって、式(28)の関係から撓みを換算する方が合理的な場合もありうる。式(28)から撓みを導くと、撓みは L の 1.53 乗に比例する。した

がって、式(21)に代る L の異なる船の撓み換算係数 K'_L として、次式があげられる。

$$K'_L = (L_1/L_0)^{1.53} \quad (29)$$

上式を適用するときは、 $K_{L/D}$ および K_z は K'_L の中に含まれているから、省略できる。

また、撓みを Y_w/L について比較するときは、

$$\frac{y_w}{L} \propto L^{0.53} \quad (30)$$

となるから、換算は次の係数 K''_L を適用すればよい。

$$K''_L = (L_1/L_0)^{0.53} \quad (29)'$$

3.7 総合考察

Table 5 から B 船と C 船の撓みの差の生じた原因を明白に知ることができる。すなわち、B 船は C 船より撓みが大きい主要な原因是設計応力の差で、これによって約 20%，さらに船形が肥えているためと L/D が大きいためそれぞれ約 8%，約 6% 撓みが増加し、結局約 30% 撓みが増加する。D 船は高張力鋼使用のため設計応力が高いため約 30%，さらに船が細長く L/D が大となるため約 40% 撓みが増加するのが最も大きく、他に肥瘠、構造の差によっても撓みは増加するが、これと L が短いための撓みの減少とがほぼ相殺し、結局 C 船に比べ約 80% 高い撓みが生じることになる。これらの例では、撓みに差を生じる大きな要因は設計応力と L/D にあるといえる。

現時点において、撓みの許容限界を明確に与えることはできないが、撓みを一定範囲内に保つことを考えると、撓みは多くの要因に影響されるから、単に設計応力を一定値に保つだけでは不可能である。ただ、上記の影響度からみて、 Y_w/L を一定限内にするのであれば、 L/D が大きいものでは σ_w を修正して小とするか、 σ_w を一定値にしておいて、 L/D の上限を指定するのが適当といえる。

4 船体中央の撓みの極値の近似推定法

現在のところ、船体の撓みの極値を正確に求める必要が生じることは、きわめて稀であろう。極値を正確に求めるのは比較的煩雑であり、波浪曲げモーメントの極値が与えられておれば、それから船体中央の撓みの極値を求める近似計算法が、最も必要なものと思われる。

4.1 船体中央および各 4 等分点の波浪曲げモーメントの極値が既知の場合

この場合は、船体中央、および各 4 等分点の曲げモーメントの極値を式(14)に代入すれば、若干過大な中央の撓みが得られる。この式による値は必ず過大になるから、その分を修正すればよい。前記の 3 船による結果ではその誤差は平均 7.6% であるから、中央の撓みは次式で近似値が求められる。

Table 6 Accuracy of approximate values of extreme value of wave induced bending deflections at midship

Ship name	B	C	D
Y_w (cm)	17.8	13.5	23.9
y_w by Eq. (31) (cm)	18.3	13.2	28.8
Ratio to Y_w	1.03	0.98	1.00
y_w by Eq. (33) (cm)	18.6	13.0	24.0
Ratio to Y_w	1.04	0.96	1.00
y_w by Eq. (36) (cm)	17.8	13.9	23.4
Ratio to Y_w	1.00	1.03	0.98

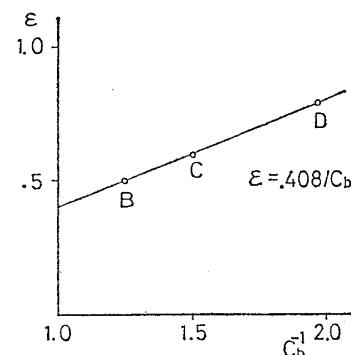


Fig. 13 Relation between C_b and ϵ

$$Y_w = \frac{\beta}{1.076} \frac{L^2}{EI_w} \frac{\{M_w + \eta(M_f(L/4) + M_a(L/4))\}}{(1+2\eta)} \quad (31)$$

前記の 3 船の中央の撓みの極値を上式で求めた結果は、Table 6 に示すように、誤差は 3% 未満である。

式(31)の適用に当って問題となるのは、同式の係数 β, η の値である。前記の 3 船について、 C_b と ϵ の関係を調べた結果では、Fig. 13 のようになり、次式で与えられる。

$$\epsilon = 0.408/C_b \quad (32)$$

よって、任意の船の中央の撓みを求めるには、式(32)によってその船の C_b から ϵ を求め、この ϵ を付録の式(A6)に代入して、 β と η を求め、この係数と各点の曲げモーメントの値を式(31)に代入するという手順による。

4.2 船体中央の波浪曲げモーメントの極値が既知の場合

前記の場合と同じ理由から、次式によって近似値が求められる。

$$Y_w = \frac{\beta}{1.076} \frac{L^2}{EI_w} \frac{M_w(1+2\eta r_m)}{(1+2\eta)} \quad (33)$$

β, η の計算方法も全く同一である。

C_b と r_m の関係については、前記の 3 船に加えて、 L/B が 5, 7, 10 で C_b が 0.55, 0.65, 0.75 の 9 隻の相似船についても調べ、Fig. 14 に示す結果が得られた。

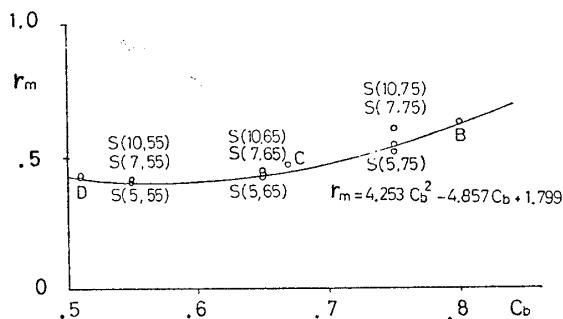


Fig. 14 Relation between C_b and r_m , S(10, 75) means series ship, $L/B=10$, $C_b=.75$

これらの結果から、 C_b と r_m の関係の近似式として、次式が提案できる。

$$r_m = 4.253 C_b^2 - 4.857 C_b + 1.799 \quad (34)$$

この場合は、 β , η については前記の場合と同じ手続きで、次に r_m は式(34)より求め、 M_{m} とこれらを式(33)に代入すればよい。前記の3船について式より求めた中央の撓みの誤差はTable 6に示すように5%未満である。

前述のように、波浪曲げモーメントの極値分布曲線は撓みの極値に対応する曲げモーメント分布に極めて近い。このように、撓みの極値に対応する分布形の船体の肥瘠による変化は、船体曲げ剛性分布の肥瘠による変化と打消し合う関係にある。したがって、中央の撓みは次式でも精度よく近似できる。

$$y_{\text{m}} = \beta \frac{L^2}{EI_{\text{m}}} M_{\text{m}} \quad (35)$$

前記の3船の M_{m} と y_{m} の値から β を逆算すると、各船の値はよく一致する。したがって、3船より逆算した β の平均値を代入して次の近似式が得られる。

$$Y_{\text{m}} = 0.0898 \frac{L^2}{EI_{\text{m}}} M_{\text{m}} \quad (36)$$

Table 6に上式によるB, C, D船の撓みの近似値を示す。この場合は誤差は3%未満であるが、簡略な方法によっているので、上記係数を使用して、他の船に対してもこの精度が維持できるかどうかは不明である。

5 結 言

波浪中の船体曲げ撓みでは、その長期分布における最大値が重要である。よって、肥瘠が異なる3隻の実船について、超過確率 10^{-8} に対する中央の撓みの極値を求めた結果では、普通の商船のB船で $L/1000$ 、特殊な船ではあるがD船では $L/500$ に近い値になった。この値は静水中の撓みの計測結果に比べても相当大きいといえる。また、ほぼ長さの等しいB, C船間に撓みに相当大きな差が見出されることも明らかになった。

このような撓みに大きな差が生じる原因の究明のため、撓みに影響する諸要因について検討した結果では、

撓みは設計波浪応力、船の肥瘠、構造形式、 L/D (船長、深さ比)、 L 等によって影響されることが明らかとなつた。したがって、撓みを一定範囲に保つことを考える場合は、単に設計応力を一定にするだけでは不可能で、少なくとも L/D も応力に応じて規制する必要がある。

現在のところ、この正確な撓みの計算を求められることは少ないと判断されるので、波浪曲げモーメントの極値から撓みの極値を推定する方法を研究した結果、精度のよい近似式が得られた。なお、要因の解明、近似計算法の導出にあたり、船体中央および前後の4等分点の曲げモーメントの値から、船体中央の曲げ撓みを求める近似式が、非常に瘠せた船では過少な撓みを与えるので、船体の肥瘠に応じてその影響を補正できるものに修正し、瘠せた船に対しても高精度に撓みが求められる近似式を導いた。

謝 辞

本研究に対し、有益な意見を頂いた住友重機(株)服部堅一博士、防衛大学校別所正利教授に感謝の意を表わします。

参 考 文 献

- 1) 真能 創: 船体中央の撓み計算法、関西造船協会誌、第121号(昭和41年6月), pp. 33~40.
- 2) H. Walden: Die Eigenschaften der Meerswellen im Nordatlantischen Ozean, Deutsher Wetterdienst, Seewetteramt, Einzerveröffentlichungen Nr. 41, Hamburg, 1964.
- 3) 寺沢一雄、他: 船体構造力学、初版、昭和49年、海文堂、pp. 470~472.
- 4) 真能 創、上野洋純: 波浪に対する各種船体応答の長期分布の近似推定法とその応用、日本造船学会論文集、第132号(昭和47年12月), pp. 235~247.
- 5) 秋田好雄、田代新吉、日笠則明: 船体に作用する波浪断面力に関する研究、日本造船学会論文集、第142号(昭和52年12月), pp. 264~272.

付録 船体中央の曲げ撓み近似計算式の 修正拡張

船体中央および前後の船体の長さの4等分点の曲げモーメント値から、中央の撓み y_{m} を求める近似式として次式が提案されている¹⁾。

$$y_{\text{m}} = \beta \frac{L^2}{EI_{\text{m}}} M_E \quad (14)'$$

ここに、 $M_E = [M_{\text{m}} + \eta \{M_f(L/4) + M_a(L/4)\}] / (1+2\eta)$
 M_{m} : 船体中央の曲げモーメント
 $M_f(L/4)$, $M_a(L/4)$: それぞれ船首側、船尾側の4等分点の曲げモーメント

$$\beta = 0.126, \eta = 0.653$$

上式は曲げモーメント分布が非常に特殊なものでない限り、 y_{m} を精度よく求められる。しかし、本近似式の β ,

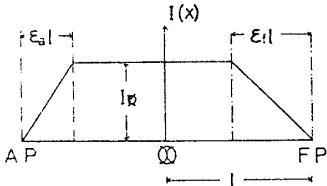


Fig. A 1 Longitudinal distribution of bending rigidity $I(x)$

η の値は船体の断面 2 次モーメント $I(x)$ の船の長さ方向の分布が Fig. A 1 において、 $\varepsilon_f, \varepsilon_a$ とともに 0.5 のときの値であり、普通の商船では $I(x)$ の分布形はこの想定分布形と大差はない。しかし、非常に肥えた船や瘠せた船も含まれることを考えると、 $I(x)$ の分布形の変化に応じて係数を修正できる近似式に発展させる方が、より信頼度の高いものとなる。

前記の $I(x)$ の分布が船体中央に関して前後対称であるとすると、曲げモーメント分布は、次式でわ表わされる対称成分 $M_s(x)$ におきかえても y_{m} の値は変わらない。

$$M_s(x) = \frac{1}{2} \{ M_f(x) + M_a(x) \} \quad (\text{A1})$$

ここに、 $M_f(x), M_a(x)$ ：中央より任意の距離 x だけはなれた点の曲げモーメント、suffix f は船首側、 a は船尾側を示す。

$M_s(x)$ の分布形は船体中央および両端で傾斜が 0 になる性質を有するので、これを、船体中央および 4 等分点で値が一致する次の級数で近似させる。

$$\begin{aligned} M_s(x) &= \frac{m_1}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi}{l} x \right) + \frac{m_2}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{l} x \right) \\ &= M_{\text{m}} \left\{ \frac{1}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi}{l} x \right) + \frac{\mu}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{l} x \right) \right\} \end{aligned} \quad (\text{A2})$$

ここに、 $l=L/2$

$$m_1 = M_s(0) = M_{\text{m}}$$

$$m_2 = M_s(l/2) = \frac{1}{2} M_{\text{m}}$$

$$\mu = m_2/m_1$$

上式において、 μ が曲げモーメントの分布形の変化を示すパラメータで $M_s(x)$ の多様な変化も、 μ の値の変化で表わされる。

船体の $I(x)$ の分布形が Fig. A 1 の場合に、上式で与えられる曲げモーメントが負荷されたときの中央の撓みは、次のようになる。

$$y_{\text{m}} = \beta(\eta, \mu) \frac{L^2}{EI_{\text{m}}} M_E \quad (\text{A3})$$

ここに、 $M_E = M_{\text{m}}(1+\eta+2\eta\mu)/(1+2\eta)$

$$\beta(\eta, \mu) = C(A+B\mu)(1+2\eta)/(1+\eta+2\eta\mu)$$

$$A = \frac{1}{4} (2 + \varepsilon_f^2 + \varepsilon_a^2)$$

$$+ \frac{1}{\pi^2} \left\{ \frac{1}{2} (\cos \varepsilon_f \pi + \cos \varepsilon_a \pi) + 1 \right\}$$

$$B = \frac{1}{4} (2 + \varepsilon_f^2 + \varepsilon_a^2)$$

$$+ \frac{1}{4\pi^2} \left\{ \frac{1}{2} (\cos 2\varepsilon_f \pi + \cos 2\varepsilon_a \pi) - 1 \right\}$$

$$C = \frac{1}{8}$$

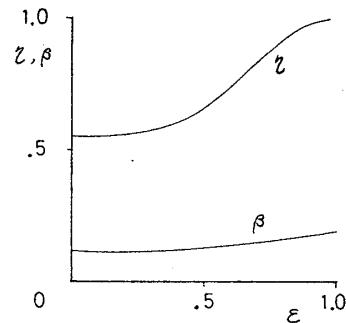


Fig. A 2 Relation between ε and η, β

上式で β は μ の関数であるから、 η を一定値に与えても、曲げモーメント分布によって値が変化する。しかし、 η が次式を満足するときは、 β は μ の関数ではなくなり、曲げモーメント分布の如何に拘らず一定値となる。

$$2\eta A = (1+\eta)B \quad (\text{A4})$$

式 (A3), (A4) から

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\pi^2(2+\varepsilon_f^2+\varepsilon_a^2) - (\sin^2 \varepsilon_f \pi + \sin^2 \varepsilon_a \pi)}{\pi^2(2+\varepsilon_f^2+\varepsilon_a^2) + (5-\cos \varepsilon_f \pi)(1+\cos \varepsilon_f \pi)} \\ &\quad + (5-\cos \varepsilon_a \pi)(1+\cos \varepsilon_a \pi) \end{aligned} \quad \left. \begin{aligned} \beta &= \frac{1}{64\pi^2} \{ 3\pi^2(2+\varepsilon_f^2+\varepsilon_a^2) + (1+\cos \varepsilon_f \pi) \\ &\quad \times (3+\cos \varepsilon_f \pi) + (1+\cos \varepsilon_a \pi)(3+\cos \varepsilon_a \pi) \} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A5})$$

$I(x)$ の分布が船体中央に関して対称の場合は、

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\pi^2(1+\varepsilon^2) - \sin^2 \varepsilon \pi}{\pi^2(1+\varepsilon^2) + (5-\cos \varepsilon \pi)(1+\cos \varepsilon \pi)} \\ \beta &= \frac{1}{32\pi^2} \{ 3\pi^2(1+\varepsilon^2) + (1+\cos \varepsilon \pi)(3+\cos \varepsilon \pi) \} \end{aligned} \quad \left. \begin{aligned} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A6})$$

ここに、 $\varepsilon_f = \varepsilon_a = \varepsilon$

上式の η や β が ε の値によって如何に変化するかを図示すると Fig. A 2 のようになる。Table A 1 は本文の数値計算対象船である A, B, C 船がフルード数 0.2, 正面向い波の状態で種々の波長の規則波中を航行するとき、船体 20 等分点の波浪曲げモーメントの振幅と $I(x)$ の値から、式 (13) によって求めた中央の撓みの振幅 (応答関数) と、 ε を従来どおり 0.5 として式 (14)' から求めた近似値、さらに ε を最適と思われる数値を見出し、これを式 (A6) に代入して得られた η, β の値を使用して、式 (14) から求められた近似値を比較したものである。従来の近似式では C_b が 0.801 の B 船では高精度の近似値を与えるが、 C_b が小となるとともに精度が低下し、C 船では 4% 程度、D 船では 13% 程度の過小評価になる。表に示されるように、C 船では ε を 0.6、D 船では 0.8 に修正すると、B, C, D 船とともに誤差は 3% 未満、ほとんどの場合 1% 未満の高精度の結果が得られる。なお、上記の C, D 船に対する ε の値は試行錯誤法によったが、この結果から C_b と ε の関係は次式で近似できる。

$$\varepsilon = 0.408/C_b \quad (32 \text{ 前出})$$

上式より任意の C_b に対する ε の値が見出せる。

Table A 1 Amplitude of midship bending deflections in regular waves (Frouds' number=0.2)

Ship B

$\sqrt{L/\lambda}$	$\frac{y_{\infty}}{h}$ by Eq. (13) ($\times 10^{-3}$)	$\frac{y_{\infty}}{h}$ by Eq. (14)' ($\times 10^{-3}$)	Ratio
0.6	7.16	7.24	1.01
0.8	18.26	18.56	1.02
1.0	15.98	16.38	1.03
1.1	22.34	22.41	1.00
1.2	15.80	15.78	1.00

h : Amplitude of waves
 y_{∞} : Amplitude of midship
bending deflections

Ship C

$\sqrt{L/\lambda}$	$\frac{y_{\infty}}{h}$ by Eq. (13) ($\times 10^{-3}$)	$\frac{y_{\infty}}{h}$ by Eq. (14)' ($\times 10^{-3}$)	Ratio	$\frac{y_{\infty}}{h}$ by Eq. (A 6) (14) $\epsilon=0.6$ ($\times 10^{-3}$)	Ratio
0.6	4.52	4.37	0.97	4.51	1.00
0.8	12.28	11.86	0.97	12.22	1.00
1.0	13.15	12.55	0.95	12.84	0.98
1.1	18.30	17.57	0.96	18.04	0.99
1.2	14.36	13.83	0.96	14.24	0.99

Ship D

$\sqrt{L/\lambda}$	$\frac{y_{\infty}}{h}$ by Eq. (13) ($\times 10^{-3}$)	$\frac{y_{\infty}}{h}$ by Eq. (14)' ($\times 10^{-3}$)	Ratio	$\frac{y_{\infty}}{h}$ by Eq. (A 6) (14) $\epsilon=0.8$ ($\times 10^{-3}$)	Ratio
0.6	6.52	5.62	0.86	6.44	0.99
0.8	18.02	15.59	0.87	17.82	0.99
1.0	29.49	25.59	0.87	29.13	0.99
1.1	31.39	27.16	0.87	30.87	0.98
1.2	29.55	25.55	0.86	29.13	0.99