

## 船体振動と減衰

松浦 義一\*

船体振動の研究は、Schlick<sup>1)</sup>が1884年に発表した論文において船体振動の原因と対策について述べているのが最初のものであり、以後100年の間に多くの研究者により種々の問題について研究成果が発表されている。これらは船体振動の研究分野別に分けると、船体に対する起振力、船体が水中で振動するという特殊性から生じる船体周囲の水の影響としての付加水質量、船体が一つの巨大な棒または梁として振動するいわゆる船体振動の固有振動数と振動型、船体の局部振動、主機関及び軸系の振動、起振力に対する船体の振動応答、船体の振動防止及び船体振動の許容限界等に分類することができるが、これらはいずれも究極的には船体振動の軽減または防止を目的とした防振設計法の確立を目指すものである。

船体は非常に複雑な構造物であり、主機関及びプロペラという起振源を内蔵しているため、航行中これらにより発生する起振力のため種々の形態の振動が現われる可能性があり、防振対策が常に問題となる。船体振動を防止するためには、設計の初期段階で船体の振動特性を十分に把握し、必要な対策を講ずるのが有効であり、また費用も少なくすむわけであるが、事前に船体振動を正確に予測し、設計の段階で完全な振動防止対策を講ずることは現状では必ずしも常に可能であるとはいえず、時には船の完成後に振動のトラブルが生じることもある。

船体の防振対策としては

- (1) 船体の固有振動数を起振力の振動数から離して共振を避ける
- (2) 起振力を小さくする
- (3) 起振力に対する船体の振動応答を小さくする

(4) 適当な防振装置を設置して振動を軽減する  
等の方策が考えられ、いずれも船体振動の大きさ（変位または加速度）を許容限界以下におさえることを目標にして実施される。

船体振動の種類には、上下曲げ振動（以下上下振動という）、水平曲げ振動（以下水平振動という）、捩り振動、縦振動があるが、これらのうち低次の上下振動及び水平振動は比較的振動数が低く、振動の減衰率も小さいので共振のピークが鋭く、共振点及びその近傍では急激に振動振幅が増大する。従って、これらの低次振動においては共振回避が極めて有効な防振法であり、その効果も大きい。しかし、一般に高次振動の領域では、各種のモードの高次振動が重なったり、また振動の減衰率が大きくなることもあって、明瞭なピークが見られなくなるので、共振回避の方法は意味がなくなる。なお、共振回避の方法が意味を持つのは、一般に250 c/min程度までの低次振動領域と考えてよい。

船体振動の許容限界を定める場合に考慮されるのは

- (1) 乗客、乗組員の乗心地及び船上での仕事の能率に対する影響
- (2) 航海計器等の精密機器類の耐振性
- (3) 振動応力の検討

等の項目についてであるが、(1)については人体の振動感覚の面から船体振動許容限界の提案値が種々示されており、船体振動でよく経験される振動数範囲50～500 c/minにおいて、振動加速度の値で示して上下振動25 cm/sec<sup>2</sup>、水平振動15 cm/sec<sup>2</sup>が船内居住区に対する平均的な値と考えてよい。なお、(3)の振動応力に関しては、上記の許容限界以下の船体振動による船体の曲げ応力の値は極めて小さく、問題とはならないが、船倉内の大骨等に振動による疲労き裂

\*松浦義一 (Yoshikazu MATSUURA), 大阪大学, 工学部, 造船学科, 教授, 工学博士, 造船学

と考えられる損傷が時々発生しているという現状から、船体構造部材の局部振動による応力については考慮する必要があるものと考えられる。

船体固有振動数の算定法または推定法に関する研究は、共振回避による防振対策を考える上での基礎となるので極めて重要であり、研究論文の数も多い。一方、数の上ではそれほど多くはないが、船体振動の応答に関する計算法の研究は、応答の数値そのものが船体振動の許容限界と比較されることになるので、固有振動数の研究と同様に重要な研究課題になっている。

船体の振動応答の問題は1930年に Taylor<sup>2)</sup> が取扱っており、その後1951年に McGoldrick 他<sup>3)</sup> によって応答計算の式が示されている。応答量を表現するとき、外国では振動変位が用いられているが、日本では振動加速度によって船体の振動応答を表わすのが普通である。船体振動の応答に関する研究の概要は熊井<sup>4)</sup> によってまとめられており、船体上下振動における共振時の加速度応答は、梁の強制曲げ振動の運動方程式の解から導かれる次式によって表わされる。

$$\frac{a_n}{F} = C_n \frac{g \pi}{\Delta_1 \delta_n} \quad (n=2, 3, 4, \dots)$$

$$C_n = \frac{\Delta_1 \eta_n(u) \eta_n(v)}{L \int_0^1 w [\eta_n(\xi)]^2 d\xi} \quad \dots\dots(1)$$

ここに、 $a_n$  :  $n$  節振動の基準点（計測や計算の便宜上、普通は船尾端に採られる）における共振加速度振幅、 $F$  : 起振力振幅、 $g$  : 重力の加速度、 $\Delta_1$  : 付加水重量を含む船体重量、 $\delta_n$  :  $n$  節振動の対数減衰率、 $w$  : 船の単位長さ当たりの重量（付加水重量を含む）、 $L$  : 船の長さ、 $\xi$  : 船の長さを1としたときの長さ方向の座標、 $\eta_n(\xi)$  : 船尾端振幅を1としたときの振動モード曲線、 $\eta_n(u)$  及び  $\eta_n(v)$  : 起振点  $u$  及び受振点（基準点） $v$  における  $\eta_n$  の値。

$a_n/F$  は応答係数と呼ばれ、単位起振力当たりの受振点の振動加速度を示す。また、 $C_n$  はモード係数と呼ばれ、式(1)に示したように船体の重量分布  $w$  と振動モード  $\eta_n$  が関係し、振動の節数  $n$  の値によって異なった値をとる

ので、応答係数  $a_n/F$  は  $n$  の値により複雑に変化するという特徴がある。

式(1)によって明らかのように、起振力  $F$  が与えられたときの加速度  $a_n$  を推定する場合または加速度  $a_n$  の計測値より起振力  $F$  の大きさを推定する場合には、対数減衰率  $\delta_n$  の正確な値が必要である。一般に、船体上下振動の対数減衰率  $\delta_n$  ( $n=2, 3, 4, \dots$ ) の値は起振器実験によって得られる共振曲線から求められるが、2節振動の対数減衰率  $\delta_2$  は、共振曲線のほか進水時または投錨時の自由減衰振動の記録から求めることもできる。

熊井<sup>5)</sup> は、2節上下振動の実船測定で得られた  $\delta_2$  の値が、図1に示すように、船の長さ  $L$

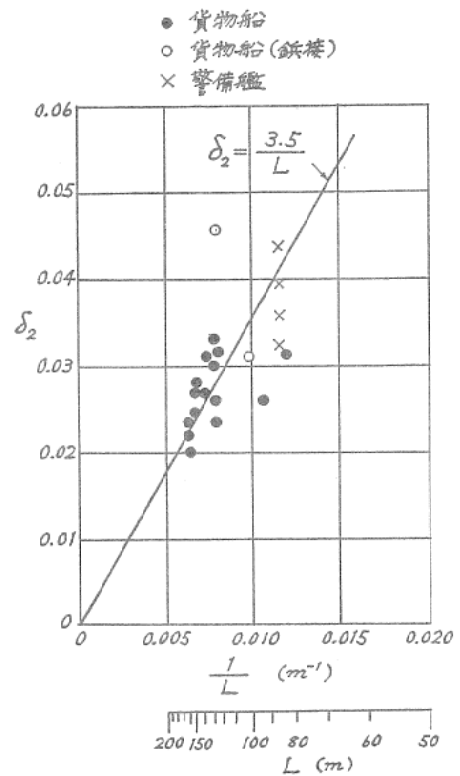


図1 船体2節上下振動の対数減衰率  $\delta_2$  (熊井<sup>5)</sup>)

にはほぼ逆比例すると考えられることから、 $L=80\sim 200$ m の貨物船及びタンカーの軽荷状態に対して次の実験式を示している。

$$\delta_2 = \frac{C}{L} \quad \dots\dots(2)$$

ここに、 $C=3\sim 4$ ,  $L$  = 船の長さ(m)

また、熊井<sup>5)</sup> は、船体高次上下振動の対数減衰率  $\delta_n$  の値として、図2に示す三つの測定例について考察を行い、 $\delta_n$  が船体上下固有振動数

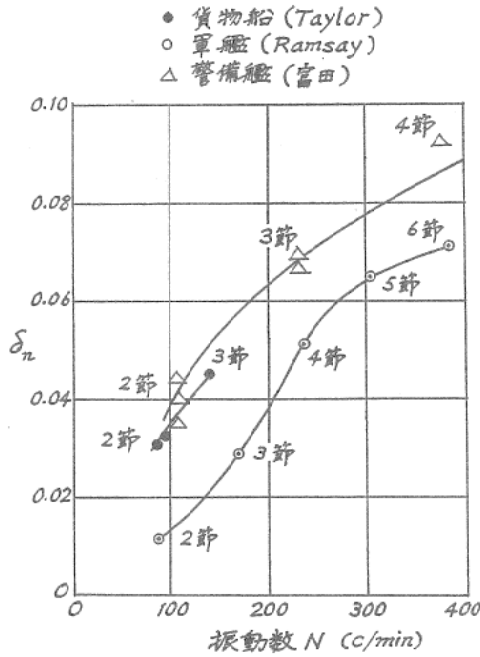


図2 船体高次上下振動の対数減衰率  $\delta_n$  (熊井<sup>5)</sup>)

$N$  の0.7~0.76乗に比例することから次の実験式を提案している。

$$\delta_n = \delta_2 \left( \frac{N_n}{N_2} \right)^{4/3} \quad (n = 2, 3, 4, \dots) \quad \dots\dots(3)$$

ここに、 $\delta_n$  :  $n$  節上下振動の対数減衰率、 $N_n$  :  $n$  節上下固有振動数。

その後、日本造船研究協会第112研究部会<sup>6)</sup>は実船計測の結果を用い、式(1)の関係より船

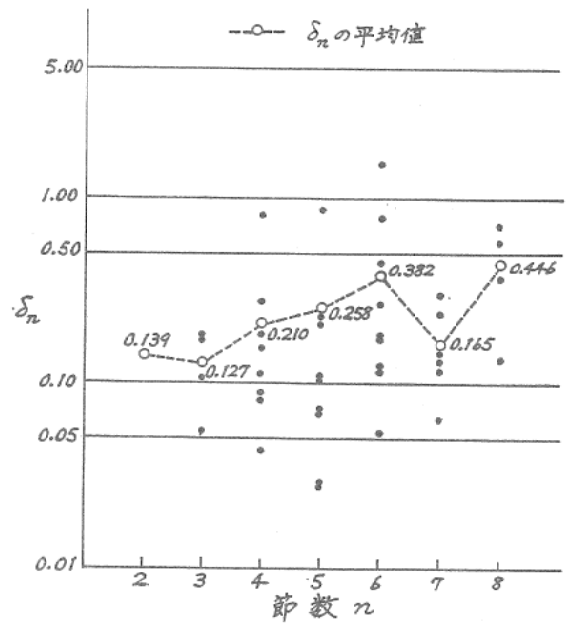


図3 船体上下振動の対数減衰率  $\delta_n$  の計測例 (日本造船研究協会第112研究部会<sup>6)</sup>)

体上下振動の対数減衰率  $\delta_n$  を求め、図3のような値を示している。これによると、 $\delta_n$  ( $n = 2 \sim 8$ ) の値は図2及び式(3)の値に比べて全般的に大きく、また船によりかなりのばらつきのあることがわかる。

船体振動の減衰力は主として船体構造の内部減衰によるものといわれており、いわゆる構造減衰が支配的と考えられるが、その減衰特性に

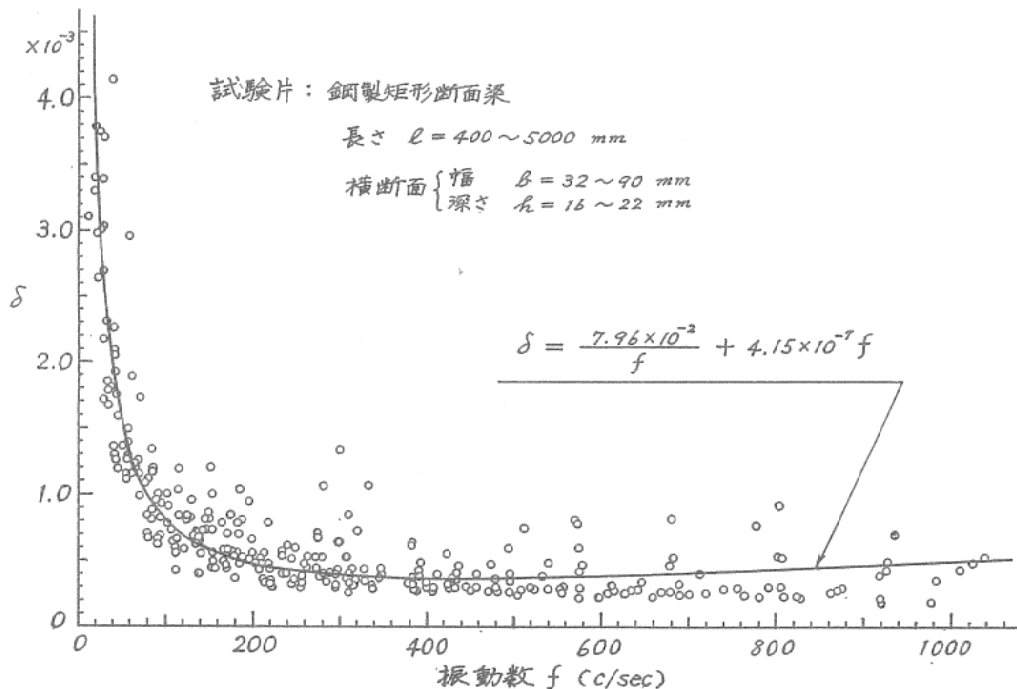


図4 鋼製矩形断面梁の曲げ振動の対数減衰率  $\delta$  (実験値)

についてはまだよくわからないというのが現状である。上述の  $\delta_n$  の数値に見られるように、船体構造全体の対数減衰率の大きさは鋼材の内部減衰によるそれに比べてはるかに大きい。鋼材の対数減衰率  $\delta$  については、山本・在田<sup>7)</sup>による I 型鋼の実測値があり、 $\delta=(1\sim 5)\times 10^{-8}$  という小さい値が発表されているが、筆者の研究室においても同様な実験によって  $\delta$  の実験値を得ており、これを図 4 に示す。

図 4 は、長さ  $l=400\sim 5000\text{mm}$  の多数の細長い鋼製矩形断面梁につき、梁の一端に起振力を加え、両端自由の強制曲げ振動実験を行って各節振動の共振状態を生じさせ、起振力を取去った後の自由減衰振動を記録して対数減衰率  $\delta$  を求めたものである。一方、理論的考察としては、梁の振動速度に比例する外部減衰力と鋼材内部の歪速度に比例する内部減衰力が働くとし、梁が細長いので剪断撓みを無視して次の運動方程式を取扱っている。

$$\left. \begin{aligned} \frac{w}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + C \frac{\partial y}{\partial t} + E^* I \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \\ E^* = E \left( 1 + \alpha \frac{\partial}{\partial t} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots(4)$$

ここに、 $y$  : 梁の撓み、 $x$  : 梁の長さ方向の座標、 $t$  : 時間、 $w$  : 梁の単位長さ当たりの重量、 $g$  : 重力の加速度、 $I$  : 梁の断面二次モーメント、 $E$  : 材料の弾性係数、 $c$  : 外部減衰係数、 $\alpha$  : 内部減衰係数。式(4)の解から対数減衰率  $\delta$  の理論値が導かれ、振動数  $f$  の関数として次式が得られる。

$$\delta = \frac{cg}{2w} \frac{1}{f} + 2\pi^2 \alpha f \dots\dots(5)$$

図 4 に描かれた  $\delta$ - $f$  曲線は、 $\delta$  の実験値を用

い、式(5)の  $1/f$  及び  $f$  の係数の部分を最小自乗法によって求めた結果を示している。また図より、低振動数域では外部減衰(空気抵抗)の影響が支配的であり、 $\delta$  の値が比較的大きいが、高振動数域では  $\delta$  の値はほとんど内部減衰のみによって定まり、かつその値は非常に小さいことがわかる。従って、図 1~図 3 の値と比較して明らかなように、船体構造全体の対数減衰率を考える場合は、鋼材の内部減衰は無視してよいであろう。

以上、船体構造の防振設計法の確立という観点から、船体振動の防止または軽減対策の考え方、船体振動の許容限界を定めるため考慮すべき事柄、船体振動の応答計算法及び減衰率についての研究の概要を述べた。船体振動応答を信頼できる精度で推定するためには、船体の減衰特性の詳細な研究が必要であり、今後の研究に期待するところが大きい。

文 献

- 1) O. Schlick : On the Vibration of Steam Vessels' T.I.N.A., 1884
- 2) J.L. Taylor : Vibration of Ships, T.I.N.A., 1930
- 3) R. T. McGoldrick, A. N. Gleyzal, R. L. Hess and C. K. Hess : Recent Developments in the Theory of Ship Vibration, D. T. M. B. 739, 1951
- 4) 熊井豊二 : 船体振動の応答について、造船協会誌第410号, 昭和38年10月
- 5) 熊井豊二 : 船体高次振動の減衰率について、造船協会論文集第102号, 昭和33年2月
- 6) 日本造船研究協会 第112 研究部会 : 機関およびプロペラの起振力と船体振動の応答に関する研究, 研究資料第114号, 昭和45年3月
- 7) 山本善之, 在田正義 : 船体振動の減衰力の研究, 造船協会論文集第118号, 昭和40年12月