

(昭和 35 年 5 月造船協会春季講演会において講演)

船体低次固有振動数の推定

正員 富田 哲治 郎*

The Estimation of Principal Natural Frequencies of Hull

By Tetsujiro Tomita, *Member*

Abstract

The first important means to reduce the hull vibration is to estimate the natural frequencies of the hull as accurately as possible at an early stage of designing in order to avoid resonance of the hull with the service revolution of the main shaft.

In this paper, a method to estimate the natural frequencies of the principal vibration modes, i. e. 2 node vertical and horizontal, 3 node vertical and horizontal vibrations of ordinary cargo ships and tankers is proposed.

This method is considered to enable to estimate the natural frequencies as easily and quickly as possible only by digital computation without any specially provided plan such as weight curve.

The main points in the procedure are as follows :

- 1) For the sake of convenience, weight and rigidity items are considered separately.
- 2) Weight items is dealt with in the following three parts, i. e. hull weight, added weight to the hull and added virtual weight due to the surrounding water.
- 3) Weight distribution is assumed as symmetrical amidships and the correction for asymmetry is considered later.
- 4) Effective weight factor for the vibration when supported at the nodes of a free-free uniform beam is introduced and the correction for the difference between the actual nodes and the assumed ones is considered later.
- 5) As regards rigidity, the effectiveness is determined corresponding to the vibration mode and the hull form.
- 6) The correction for the effects of shear deflection and rotational energy are considered.
- 7) Finally, the mean of the ratios of frequencies obtained from the above procedure to that actually measured is introduced as an empirical correction factor.

§1 緒 言

船体振動軽減の根本的な手段は、先ず主機関、推進器の回転数と船体固有振動数との同調を避けることである。

筆者はさきに貨物船の上下2節振動数の推定法¹⁾を公表したが、本稿はその後の計測資料に基づき、貨物船および油槽船の上下2, 3節、および水平2, 3節振動数の推定法につき検討したものである。なお一般に1節捩れ振動数は上下3節と水平3節との間にあるが、回転数自体との同調を対象とする段階においては上下3節迄を考慮すれば一応十分と考えられるのでここでは触れないこととする。

§2 方法の概要

方法の過程は前論文と略同様であるが、異なる船種あるいは状態の各振動型に対し普遍性を持たせ、かつ実用し得る程度の精度を目標とするためには計算の過程におけるある程度の複雑化は止むを得ないものがある。

ここでは低次振動を対象としているゆえ、振動は曲げ撓み振動として扱い、これに対し剪断および回転慣性の

原稿受付 昭和 35 年 1 月 6 日

* 三井玉野造船所

修正を行なう。重量項と剛性項とを分離して考え、重量要素の振動に対する有効値を、先ず対称分布で且一定対称点で支持される場合について求め、これらの仮定に対しては修正係数によつて補正する。剛性についても船型に応ずる分布状態を考え、振動型に対する有効度を考慮する。以上の過程において、振動曲線はいずれも両端自由均一梁の曲げ撓み振動のそれをとる。最後に経験修正係数として、実測振動数と、実船資料を以上の過程によつて解析し得られた結果とを比較しこれを用いる。

§3 振動に対する有効重量

重量項を次の3つに分けて扱う。すなわち、1) 貨物、燃料、清海水あるいは機関部等いわゆる船体部に対し附加重量と見なされるもの。2) 船体部重量および 3) 見掛け附加重量。

船体の固有振動数を N とし、また上記重量項の各々がある定点で支持されている massless beam 上にある場合のそれぞれの振動数を N_{sw} , N_h および N_v とし、実際の節点と仮定支持点との相違に対する修正係数を k_n とすれば、

$$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{k_n^2} \left(\frac{1}{N_{sw}^2} + \frac{1}{N_h^2} + \frac{1}{N_v^2} \right) \quad (1)$$

以下、支持点として両端自由均一梁の節点位置をとる。

i) 附加荷重の有効重量

附加荷重を有する均一梁を考えると、その毎分固有振動数 N は、一般に

$$N = \left(\frac{60}{\pi} \right) (ml)^2 \sqrt{\frac{gEI_0}{W_0 l^3}} \quad (2)$$

ここに、 g : 重力加速度

E : Young 率

I_0 : 梁の断面2次 moment

W_0 : 梁自重

l : 梁長さ

$m^4 = \rho a p^2 / EI_0$

ρ : 密度

a : 梁断面積

p : 円振動数

先ず、附加荷重1個のみで、この系が支持されている場合

N_0 : 均一梁のみの場合の振動数

N_w : 荷重のみによる振動数

m_0 : 均一梁のみの場合の m 値

w : 附加荷重の重量

$\gamma = w/W_0$

とすると、

$$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{N_0^2} + \frac{1}{N_w^2} \quad (3)$$

(2) 式の関係を用い、

$$\begin{aligned} N_w &= \left(\frac{60}{2\pi} \right) (m_0 l)^2 \sqrt{\left[\frac{(m_0 l)^4}{(ml)^4} - 1 \right] \frac{gEI_0}{W_0 l^3}} = \left(\frac{60}{2\pi} \right) (m_0 l)^2 \sqrt{\left[\frac{(m_0 l)^4}{(ml)^4} - 1 \right] \frac{w}{\gamma} l^3} \\ &= \left(\frac{60}{2\pi} \right) (m_0 l)^2 \sqrt{\frac{gEI_0}{ew l^3}} \end{aligned} \quad (4)$$

ここに、

$$e = \left[\frac{(m_0 l)^4}{(ml)^4} - 1 \right] \frac{1}{\gamma} \quad (5)$$

で、 e を附加荷重に対する有効重量係数と称する。

2個以上の附加荷重ある場合、これらによる振動数 N_{sw} は、

$$N_{sw} = \left(\frac{60}{2\pi} \right) (m_0 l)^2 \sqrt{\frac{gEI_0}{\sum (ew) l^3}} \quad (6)$$

一方、一荷重による振動数を energy method により表わせば、

$$N_w = \left(\frac{60}{2\pi} \right) \sqrt{\frac{gEI_0 \int_0^l \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx}{wu_0^2 w}} \quad (7)$$

ここに、前出記号の他、

u_0 : 両端自由均一梁の normal 函数

u_{0w} : 荷重の位置における u_0 値

(7) と (4) 式を比較し、

$$e = \frac{u_{0w}^2 (m_0 l)^4}{l^3 \int_0^l \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx} \quad (8)$$

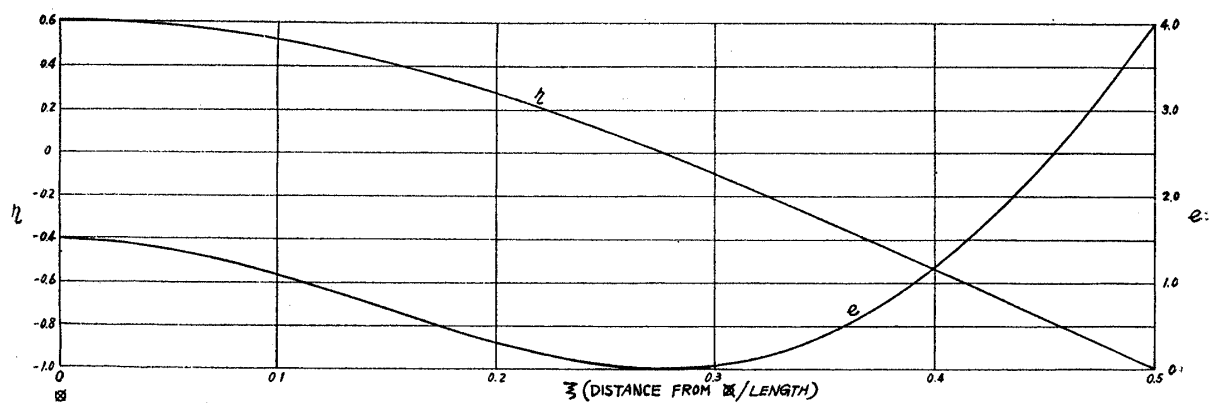
また、

$$\int_0^l \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx = \frac{l}{4} m_0^4 u_{0\max}^2 \quad (9)$$

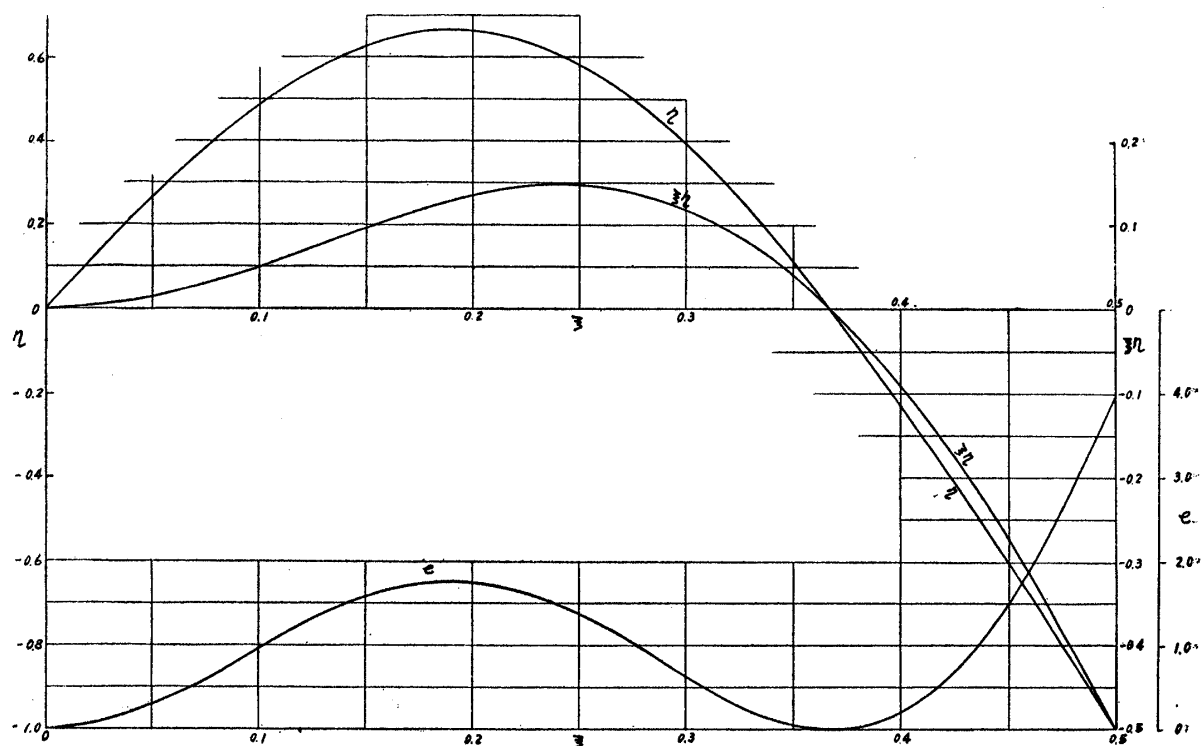
なるゆえ、(8) 式は、

$$e = \frac{u_{0w}^2 (m_0 l)^4}{l^3 \frac{l}{4} m_0^4 u_{0\max}^2} = 4 \left(\frac{u_{0w}}{u_{0\max}} \right)^2 = 4 \eta^2 \quad (10)$$

η は附加荷重位置における振幅の梁端振幅に対する比である。すなわち、(5) 式による e 値は荷重の大きさおよび位置により異なるが、前述の仮定に基づけば、大きさに無関係に位置のみの函数として (10) 式により決めることができる。



第 1 図



第 2 図

2, 3 節振動に対する e 値をそれぞれ第1および2図に示す。

ii) 船体部有効重量

船体部重量のごとく、その分布状態に大きな変化のないものに対しては、あらかじめ各船種について有効重量係数を求めておきこれを用いる。

船体部重量 W_h のみによる振動数 N_h は、前項の有効重量係数を用い、またこの場合、 w' を各点における単位長さ当りの重量とすれば、

$$N_h = \left(\frac{60}{2\pi} \right) (m_0 l)^2 \sqrt{\int_0^l e w' dx l^3} = \left(\frac{60}{2\pi} \right) (m_0 l)^2 \sqrt{\frac{g E I_0}{e_h W_h l^3}} \quad (11)$$

ここに、

$$e_h = \int_0^l e w' dx / W_h \quad (12)$$

で、船体部重量に対する有効重量係数と称する。

e_h の値を実船の代表的重量分布より求め第1表に示す。

TABLE 1 船体部重量有効係数(e_h)

	2 NODE	3 NODE
CARGO SHIP	0.88	0.91
TANKER	0.91	0.95

iii) 見掛け附加重量とその有効重量

a) 上下振動の場合

上下振動の見掛け附加重量の大きさおよび分布状態には F. M. Lewis 等の計算法²⁾を適用する。この方法を実船の船体線図に適用し、また three dimension の

修正係数を J_v とすれば、見掛け附加重量 Δ_v は近似的に、

$$\Delta_v = \left(0.26 + 0.395 \frac{B}{d} \right) \cdot \Delta \cdot J_v \quad (13)$$

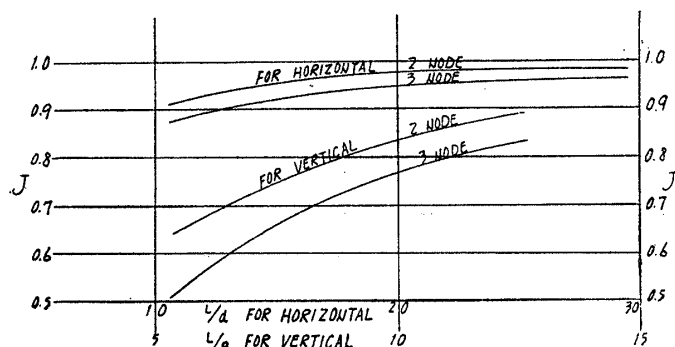
ここに、 B : 型幅 d : 平均喫水 Δ : 排水量

J_v の値は曲げ撓み振動に対して与えられた J. L. Taylor の値³⁾を用い、水平振動に対する値と一緒に第3図に示す。

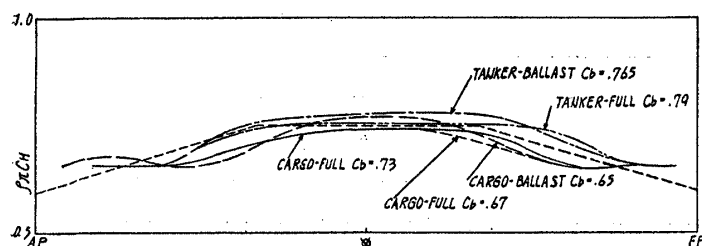
分布状態の傾向は同一肥瘠係数であれば、船体寸法の割合、あるいは trim 等多少異なつても同様と見なして実用上差支えない。前項と同様の考え方によって求めた有効重量 $e_v \Delta_v$ 値を近似式で表わせば次のごとくである。

2 節振動に対し、

$$e_v \Delta_v = (0.98 - 0.34 C_b) \cdot \Delta_v = (0.98 - 0.34 C_b) \left(0.26 + 0.395 \frac{B}{d} \right) \cdot \Delta \cdot J_{v2} \quad (14)$$



第3図



第4図

3 節振動に対し、

$$\begin{aligned} e_v \Delta_v &= (1.125 - 0.24 C_b) \cdot \Delta_v \\ &= (1.125 - 0.24 C_b) \\ &\quad \times \left(0.26 + 0.395 \frac{B}{d} \right) \cdot \Delta \cdot J_{v3} \end{aligned} \quad (15)$$

b) 水平振動の場合

この場合の見掛け附加重量の理論的取扱いについては L. Landweber⁴⁾等の研究があり、

$$\Delta_v = \int_0^l \rho \pi C_H d^2 dx \quad (16)$$

で表わすことができる。ここに C_H は断面形状による係数で、実船についての分布状態は第4図に示すごとくである。ここでは近似的に図中点線のごとく、両端において 0.60、中央部 1/3 間を 0.75 とし、両者の間は直線的に変化するものと見なす。以上に基づき、three dimension に対する修正係数 J_h を考慮すると、見掛け附加重量の大きさは、

$$\Delta_v = (0.70d^2 + 0.08t^2) \cdot L_p \cdot J_h \quad (kt) \quad (17)$$

ここに, t : trim (m) L_p : 垂線間長さ (m)

また, 有効重量は,

$$2 \text{ 節振動に対し, } e_v \Delta_v = (0.68d^2 + 0.07t^2) \cdot L_p \cdot J_{h2} \quad (18)$$

$$3 \text{ 節振動に対し, } e_v \Delta_v = (0.69d^2 + 0.06t^2) \cdot L_p \cdot J_{h3} \quad (19)$$

以上によつて求めた各有効重量を用いて (1) 式は

$$\frac{1}{N^2} = \frac{1}{k_n^2 \left(\frac{60}{2\pi} \right)^2 (m_0 l)^4} \frac{l^3}{gEI_0} (\sum ew + e_h W_h + e_v \Delta_v)$$

$$\text{すなわち } N = k_n \left(\frac{60}{2\pi} \right) (m_0 l)^2 \sqrt{\frac{gEI_0}{(\sum ew + e_h W_h + e_v \Delta_v) l^3}} = k_n \left(\frac{60}{2\pi} \right) (m_0 l)^2 \sqrt{\frac{gEI_0}{W_e l^3}} \quad (20)$$

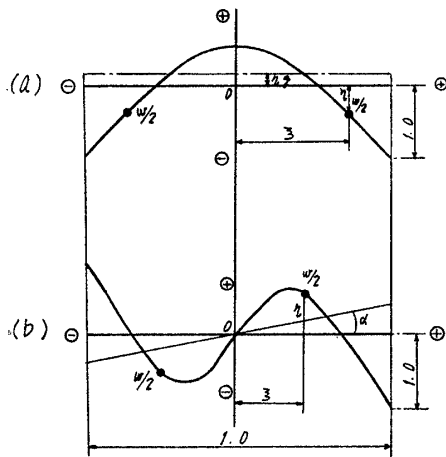
ここに, $W_e = (\sum ew + e_h W_h + e_v \Delta_v)$ でこれを総有効重量と称する。

§ 4 節点位置に対する修正係数

前節までは両端自由均一梁の節点位置で支持されているものとし, この場合の有効重量を考えた。したがつて, 実際の振動数を求めるには節点位置に対する修正を行なう必要がある。

i) 節点位置の表現

荷重分布を対称と仮定する場合, 2 節振動における振動中性軸は振動曲線上に荷重が分布すると見なした場合の重心を通り, 基線に平行な直線となる。したがつて, 2 節振動の場合の節点位置は, この重心の基線からの距離によつて表わすことができる。



第 5 図

すなわち

$$\eta_g = \frac{\int_0^l u_0 w' dx}{\int_0^l w' dx} \quad \text{あるいは} \quad \eta_g = \frac{\int_{-1/2}^{1/2} \eta w' d\xi}{\int_{-1/2}^{1/2} w' d\xi} \quad (21)$$

また, 3 節振動の中性軸は梁中点を通り, 一般に基線に対して傾斜し, その傾斜量は α を原点として,

$$\theta = \frac{\int_{-1/2}^{1/2} x u_0 w' dx}{\int_{-1/2}^{1/2} x^2 w' dx} \quad \text{あるいは} \quad \alpha = \frac{\int_{-1/2}^{1/2} \xi \eta w' d\xi}{\int_{-1/2}^{1/2} \xi^2 w' d\xi} \quad (22)$$

となる。なお, この場合の符号等は第 5 図のごとくとする。

η_g 並びに α 値を求めるため, 有効重量の項で述べた各項目についての moment あるいは centrifugal moment 等の値を近似式で

第 2, 3 表に示してある。

ii) 節点位置に対する修正係数

節点位置に対する修正は, いわゆる基線修正と同じ意味のものである。energy method に準じ, 基線修正を考慮して振動数を表わすと, 2 節振動については,

$$N = \left(\frac{60}{2\pi} \right) \sqrt{\frac{gEI_0 \int_0^l \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx}{\int_0^l u_0^2 w' dx - \left(\int_0^l u_0 w' dx \right)^2 / \int_0^l w' dx}} \\ = \left(\frac{60}{2\pi} \right) \sqrt{\frac{gEI_0 \int_0^l \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx}{\int_0^l u_0^2 w' dx - u_g^2 \int_0^l w' dx}} \quad (23)$$

TABLE 2 船体部重量についての η_g, α に関する諸値

		CARGO SHIP	TANKER
2 NODE	$\int \eta w' d\xi$	0.125 W_h	0.070 W_h
	$\int \xi \eta w' d\xi$	0.030 W_h	0.022 W_h
3 NODE	$\int \xi^2 w' d\xi$	0.064 W_h	0.072 W_h

TABLE 3 見掛け附加重量についての η_g, α に関する諸値

2 NODE	VERTICAL	$\int \eta w' d\xi$	$(0.540 - 0.400 C_b) \Delta v$
	HORIZONTAL	$\int \eta w' d\xi$	$(0.025 d^2 + 0.003 t^2) L_p J_{h2}$
3 NODE	VERTICAL	$\int \xi \eta w' d\xi$	$(0.079 - 0.018 C_b) \Delta v$
		$\int \xi^2 w' d\xi$	$(0.004 + 0.056 C_b) \Delta v$
	HORIZONTAL	$\int \xi \eta w' d\xi$	$(0.006 d^2 - 0.005 t^2) L_p J_{h3}$
		$\int \xi^2 w' d\xi$	$(0.054 d^2 + 0.008 t^2) L_p J_{h3}$

一方、有効重量を用いる表現法により、支持点位置に対する修正係数 k_n を用いて振動数を表わすと、

$$N = k_n \left(\frac{60}{2\pi} \right) (m_0 l)^2 \sqrt{\frac{gEI_0}{W_e l^3}} \quad (24)$$

(23) および (24) 式より、

$$k_n = \sqrt{\frac{W_e l^3 \int_0^l \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx}{(m_0 l)^4 \left(\int_0^l u_0^2 w' dx - u_0^2 \int_0^l w' dx \right)}} \quad (25)$$

(9) 式および $\int_0^l u_0^2 w' dx = \frac{W_e l^3}{(m_0 l)^4} \int_0^l \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx = \frac{W_e l^3}{(m_0 l)^4} \frac{l}{4} m_0^4 u_{0\max}^2 = \frac{1}{4} W_e u_{0\max}^2$ の関係を用いて (25) 式を書き直せば、

$$k_n = \sqrt{\frac{W_e}{W_e - 4(u_0/u_{0\max})^2 W}} = \sqrt{\frac{W_e}{W_e - 4\eta_g^2 W}} \quad (26)$$

ここに、 $W = A + A_0$ である。

つぎに、3節振動についても同様に、energy method により \bar{x} を原点として振動数を表わせば、

$$N = \left(\frac{60}{2\pi} \right) \sqrt{\frac{gEI_0 \int_{-l/2}^{l/2} \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx}{\int_{-l/2}^{l/2} u_0^2 w' dx - \left(\int_{-l/2}^{l/2} x u_0 w' dx \right)^2 / \int_{-l/2}^{l/2} x^2 w' dx}} = \left(\frac{60}{2\pi} \right) \sqrt{\frac{gEI_0 \int_{-l/2}^{l/2} \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx}{\int_{-l/2}^{l/2} u_0^2 w' dx - \theta^2 \int_{-l/2}^{l/2} x^2 w' dx}} \quad (27)$$

したがって、2節振動の場合と同様にして、 k_n は、

$$k_n = \sqrt{\frac{W_e l^3 \int_{-l/2}^{l/2} \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx}{(m_0 l)^4 \left(\int_{-l/2}^{l/2} u_0^2 w' dx - \theta^2 \int_{-l/2}^{l/2} x^2 w' dx \right)}} = \sqrt{\frac{W_e}{W_e - 4(\theta l/u_{0\max})^2 l \int_{-l/2}^{l/2} \xi^2 w' d\xi}} \\ = \sqrt{\frac{W_e}{W_e - 4\alpha^2 l \int_{-l/2}^{l/2} \xi^2 w' d\xi}} \quad (28)$$

すなわち、支持点位置の相違に対する修正は、それぞれの振動型に対する有効重量、振動中性軸の移動量等より (26), (28) 式によつて求めることができる。

§5 非対称荷重分布に対する修正

これまで荷重分布は \bar{x} に対し対称配置に置き直して考えてきたのであるが、この仮定による誤差を検討してみる。

第4表に実船の荷重分布の代表的な数例についての振動中性軸要素の値を示してある。本表によつても、実際荷重分布の非対称度が問題となり得るのは、貨物船、油槽船共 ballast 状態の水平振動のみであろうことが予想

TABLE 4 各状態に於ける振動中性軸要素

	TANKER					CARGO SHIP			
$L \times B \times D$	167.00 ^M × 21.50 ^M × 12.20 ^M					137.00 ^M × 18.90 ^M × 11.85 ^M			
CONDITION	FULL LOAD		BALLAST			FULL LOAD		BALLAST	
Δ (KT)	27.100		13.200			16.760		6.440	
d_f (M)	9.38		3.16			8.37		2.04	
d_a (M)	9.38		6.73			8.86		5.37	
TRIM (M)	0		3.57			0.49		3.33	
MODE	2-V	2-H	2-V	2-H	3-H	2-V	2-H	2-H	3-H
ξ_g	0.007	0.006	0	-0.045	-0.045	0.005	-0.002	-0.046	-0.046
η_g	0.211	0.159	0.226	0.107	0.009	0.194	0.098	0.177	0.016
α	-0.044	-0.042	0.046	0.345	0.190	0.031	0.072	0.474	0.239
k_u	1.000	—	—	1.018	1.004	1.000	—	1.028	1.007

できる。第4表中の数状態に対し、その荷重分布曲線を用い、energy method によつた計算結果を

k_u = 実際の荷重分布に対する振動数/対称荷重分布に直した場合の振動数

とし、第4表末尾に示してあるが、対称荷重と置き換えることによる振動数の低下は、ballast 状態の水平2節振動において約2%、水平3節振動において約1/2%の程度で、他はこれを無視して差つかえない程度のものである。

§6 有効断面2次 moment

従来は断面2次 moment として、標準縦強力計算に算入する部材のみを考慮した値を用いてきたのであるが、貨物船あるいは油槽船等構造方式の異なる場合、あるいは振動型の異なる場合に対しては、それぞれ有効な断面2次 moment を考える必要がある。以下において、標準断面2次 moment I_{Σ} を基準とし、これに対する修正項を逐次検討してみる。

i) 有効縦強力部材に対する修正係数

油槽船の場合は縦強力部材のとり方にほとんど疑点がないが、貨物船では標準縦強力計算に算入される以外に、実際に有効であると考えられる deck girder, bulwark あるいは side girder 等あり、これらは振動数算定においては当然考慮さるべきで、ここでは一応100% 有効と考え、 I_{Σ} に対する修正係数 k_m を求めてみる。

この係数は船型の大小、あるいは上下、水平方向により異なり、その近似値は第6図に示す。なお、これは midship section について求めたものであるが、便宜上全長に適用する。

ii) 断面2次 moment の分布状態に対する修正係数

これまでの有効重量に関する記述においては、便宜的に断面2次 moment は長さ方向に一定と考えてきたのであるが、ここでは実際の分布状態によりその有効度を検討する。

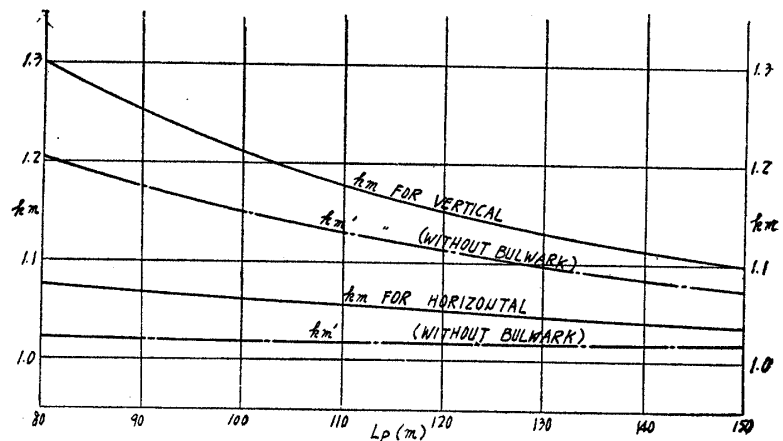
今、 k_f を I_{Σ} に対する分布状態の修正係数とし、また I を各断面における2次 moment の値とすれば、

$$k_f I_{\Sigma} \int_0^l \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx = \int_0^l I \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx$$

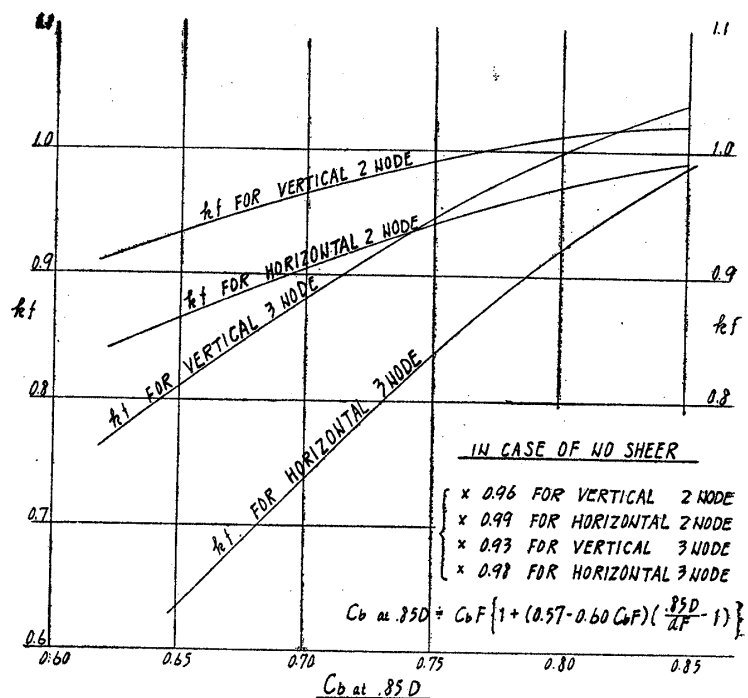
すなわち

$$k_f = \int_0^l \left(\frac{I}{I_{\Sigma}} \right) \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx \bigg/ \int_0^l \left(\frac{d^2 u_0}{dx^2} \right)^2 dx \quad (29)$$

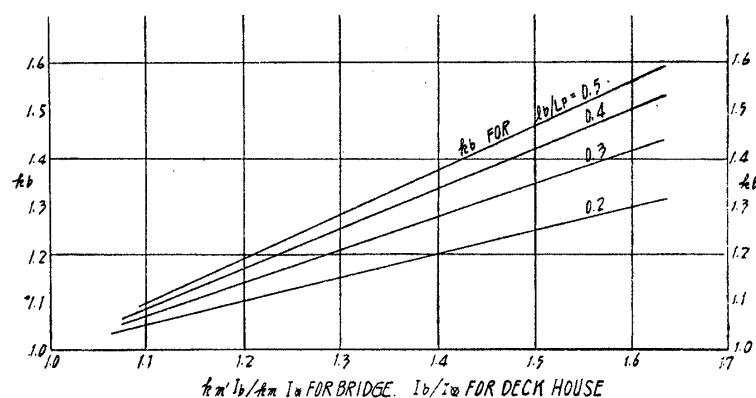
実船に於ける I の分布状態から k_f 値を求め、これを近似値で表わしたものが第7図である。この値は肥瘠度および振動型の種類により無視できぬ程度に変化するものであることがわかる。



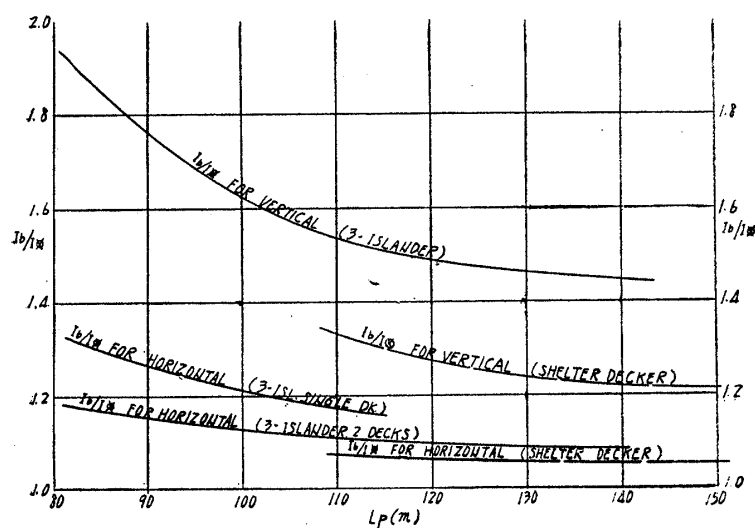
第6図



第7図



第 8 図



第 9 図

以上をまとめて、有効断面 2 次 moment I_e は、

$$I_e = k_f \cdot k_b \cdot k_m \cdot I_{\Sigma} = k_i I_{\Sigma} \quad (30)$$

§ 7 剪断撓みに対する修正

これまでは曲げ撓み振動として扱ってきたのであるが、剪断並びに回転慣性による振動数低下も考慮する必要があり、先ず剪断撓みに対する修正について検討する。

曲げあるいは剪断のみによる振動数をそれぞれ N_b および N_s とすれば、これまでのべた表現法に準じ、

$$N_b = \left(\frac{60}{2\pi} \right) k_{nb} (m_0 l)^2 \sqrt{\frac{g E k_i I_{\Sigma}}{W_{e0} l^3}} \quad (31)$$

$$N_s = \left(\frac{60}{2\pi} \right) k_{ns} (\lambda_0 l) \sqrt{\frac{g G k_a A_{w\Sigma}}{W_{es} l}} \quad (32)$$

(31), (32) 式中、附記号 b および s はそれぞれ曲げ振動および剪断振動に対するものを表わし、また、(32) 式中の記号は次の通りである。

G : 剪断剛性率

$A_{w\Sigma}$: midship に於ける剪断面積

k_a : 剪断面積に対する修正係数

また、 $\lambda_0 l = n\pi$ で、 n は節数

さて、曲げおよび剪断を考慮した総合振動数 N_{bs} は、節点位置を近似的に曲げ振動の場合と同じと仮定し、

$$N_{bs} = \frac{N_b}{\sqrt{1 + (N_b/N_s)^2}} = \frac{N_b}{\sqrt{1 + r_s}} \quad (33)$$

ここに、 $r_s = (N_b/N_s)^2$ 従つて、(31), (32) 式より、

iii) 船橋楼等に対する修正係数

船橋楼等上部構造の有効度に関しては最近詳細な研究もみられるが、複雑な実船の構造については、その有効度を定量的に算定することは頗る困難である。

船体中央部船楼等の固有振動数に対する影響は特に 2 節振動において著しい。ここでは、普通貨物船の 2 節振動に適用するものとして midship section に於ける船楼甲板までの I と上甲板までのそれとの比を横軸とし、船楼長さ (l_b) による修正係数 k_b を、前項と同様図式計算より求め第 8 図に示してある。

なお、3 節振動においては、貨物船中央部船楼の影響はこれを無視して差支えない程度のものである。

初期計画時の便宜のため、 I_b/I_{Σ} の近似値を垂線間長さに対して表わしたのが第 9 図である。また、この修正は平甲板船型の中央甲板室に対しても行なうのが妥当のようで、甲板室第一層の連続部材のみを考慮した I_b/I_{Σ} 値を第 9 図中に示し、これによつて船楼と同様の修正方法を考える。

$$r_s = \left[\frac{(m_0 l)^4}{(\lambda_0 l)^2} \right] \cdot \left[\frac{E k_m I_{\Sigma}}{G A_{w\Sigma} l^2} \right] \cdot \left[\frac{k_i}{k_m k_a} \right] \cdot \left[\left(\frac{k_{nb}}{k_{ns}} \right)^2 \frac{W_{es}}{W_{eb}} \right] \quad (34)$$

以下、(34) 式中各項の値を求めてみる。

i) $\left[\frac{(m_0 l)^4}{(\lambda_0 l)^2} \right]$

これは両端自由均一梁についての値で、

$$\left. \begin{array}{l} 2 \text{ 節振動に対し, } \left[\frac{(m_0 l)^4}{(\lambda_0 l)^2} \right] = \frac{4.730^4}{4\pi^2} = 12.7 \\ 3 \text{ 節振動に対し, } \left[\frac{(m_0 l)^4}{(\lambda_0 l)^2} \right] = \frac{7.853^4}{9\pi^2} = 42.8 \end{array} \right\} \quad (35)$$

ii) $\left[\frac{E k_m I_{\Sigma}}{G A_{w\Sigma} l^2} \right]$

まず、 I_{Σ} および $A_{w\Sigma}$ は近似的に次のごとく表わされる。

上下方向に対し、

$$k_m I_{\Sigma} = f_{1v} B D^2, \quad A_{w\Sigma} = f_{2v} D$$

f_{1v}, f_{2v} は共に主として縦強力部材板厚の函数であるが、また船の長さの函数とも見なすことができる。

船の長さとして L_p をとり、

$$\left[\frac{k_m I_{\Sigma}}{A_{w\Sigma} l^2} \right]_v = \left[\frac{k_m I_{\Sigma}}{A_{w\Sigma} L_p^2} \right]_v = \frac{f_{1v} B D^2}{f_{2v} D L_p^2} = f_v \frac{B D}{L_p^2} \quad (36)$$

また、水平方向に対しても同様に、

$$\left[\frac{k_m I_{\Sigma}}{A_{w\Sigma} l^2} \right]_h = \left[\frac{k_m I_{\Sigma}}{A_{w\Sigma} L_p^2} \right]_h = \frac{f_{1h} B^2 D}{f_{2h} B L_p^2} = f_h \frac{B D}{L_p^2} \quad (37)$$

f_v および f_h の値を transverse system の貨物船、および combined system の油槽船について求め、且 $E/G=5/2$ として $\left[\frac{E k_m I_{\Sigma}}{G A_{w\Sigma} L_p^2} \right]$ の近似式を求めてみると第 5 表のごとくである。

表中貨物船の値は longitudinal system の場合相当大幅に変化することがあり、特殊構造についてはその都度考慮する必要がある。

iii) $[k_i/k_m k_a]$

この値は船型の相違により大きな変化はない。ここでは標準玄弧をもつ C_b 約 0.73 の平甲板船型 1 万屯級貨物船と、また貨物油槽間 no sheer の C_b 約 0.77 の 2 万屯型油槽船とに対する値を求め第 6 表に示してある。

なお、三島型船においては、

$$\left[\frac{E k_m I_{\Sigma}}{G A_{w\Sigma} L_p^2} \right] \cdot \left[\frac{k_i}{k_m k_a} \right]$$

に対し修正を要するが、実際問題として上下 2 節に対してのみ考慮すれば十分で、乗ずべき修正係数を k_r とすれば、 k_r は主に (I_b/L_p) 、 (I_b/I_{Σ}) および船楼部有効剪断面積と $A_{w\Sigma}$ との比の函数となる。 k_r の近似値を図式計算によつて求め第 10 図に示してある。

iv) $\left[\left(\frac{k_{nb}}{k_{ns}} \right)^2 \frac{W_{es}}{W_{eb}} \right]$

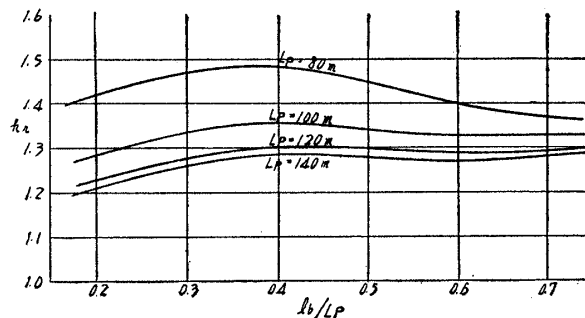
この値は荷重分布によつて決まる係数であり、載貨状態によつて異なる筈であるが、iii) 項で引例した船の各状態について

TABLE 5 $\left[\frac{E k_m I_{\Sigma}}{G A_{w\Sigma} L_p^2} \right]$

	CARGO SHIP	TANKER
VERTICAL	$(0.70 + 0.0023 L_p) \frac{BD}{L_p^2}$	$(0.35 + 0.0025 L_p) \frac{BD}{L_p^2}$
HORIZONTAL	$(1.67 - 0.0053 L_p) \frac{BD}{L_p^2}$	$1.22 \frac{BD}{L_p^2}$

TABLE 6 $[k_i/k_m k_a]$

		CARGO SHIP	TANKER
2 NODE	VERTICAL	1.12	1.11
	HORIZONTAL	1.26	1.15
3 NODE	VERTICAL	1.09	1.12
	HORIZONTAL	1.19	1.13



第 10 図

TABLE 7 $\left(\frac{k_{nb}^2 W_{es}}{k_{ns} W_{eb}}\right)$

		2 NODE		3 NODE	
		VERTICAL	HORIZONTAL	VERTICAL	HORIZONTAL
CARGO SHIP	FULL LOAD	1.31	1.18	1.29	1.17
	BALLAST	1.26	1.11	1.25	1.13
	(MEAN)	1.29	1.15	1.27	1.15
TANKER	FULL LOAD	1.27	1.14	1.28	1.16
	BALLAST	1.25	1.10	1.24	1.12
	(MEAN)	1.26	1.12	1.26	1.14

TABLE 8 r_s

		CARGO SHIP	TANKER
2 NODE	VERTICAL	$(12.9 + 0.042L_p) \frac{BD}{L_p^2} - k_{nb}$	$(6.2 + 0.044L_p) \frac{BD}{L_p^2}$
	HORIZONTAL	$(30.7 - 0.097L_p) \frac{BD}{L_p^2}$	$20.3 \frac{BD}{L_p^2}$
3 NODE	VERTICAL	$(41.6 + 0.137L_p) \frac{BD}{L_p^2}$	$(21.8 + 0.156L_p) \frac{BD}{L_p^2}$
	HORIZONTAL	$(98.4 - 0.312L_p) \frac{BD}{L_p^2}$	$67.3 \frac{BD}{L_p^2}$

k_{nb} は Fig. 11 による。

び重量である。また、(39) 式は次の様に考えられる。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} \text{上下振動に対し, } r_r &= \frac{g_{1v} L_p B D^3 (u_{0\max}/L_p)^2}{g_{2v} L_p B D (u_{0\max})^2} = g_v \left(\frac{D}{L_p} \right)^2 \\ \text{水平振動に対し, } r_r &= \frac{g_{1h} L_p B^3 D (u_{0\max}/L_p)^2}{g_{2h} L_p B D (u_{0\max})^2} = g_h \left(\frac{B}{L_p} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

ここに、 g_v, g_h は共に荷重状態の函数である。

本項に関する修正は、塔載物の有効度等不確実な要素もあり、修正量も僅少であるゆえ、実質的には次項の経験修正係数に含めて考えて差つかえないが、実際の載貨状態について求めた近似値を(40)式の形で示すと第9表のごとくである。

TABLE 9 r_r

			CARGO SHIP	TANKER
2 NODE	VERTICAL	FULL LOAD	$2.6 (D/L_p)^2$	$1.5 (D/L_p)^2$
		BALLAST	$3.4 (D/L_p)^2$	$2.0 (D/L_p)^2$
	HORIZONTAL	FULL LOAD	$2.9 (B/L_p)^2$	$0.5 (B/L_p)^2$
		BALLAST	$1.8 (B/L_p)^2$	$1.0 (B/L_p)^2$
3 NODE	VERTICAL	FULL LOAD	$6.0 (D/L_p)^2$	$3.5 (D/L_p)^2$
		BALLAST	$7.8 (D/L_p)^2$	$4.6 (D/L_p)^2$
	HORIZONTAL	FULL LOAD	$6.7 (B/L_p)^2$	$1.2 (B/L_p)^2$
		BALLAST	$4.1 (B/L_p)^2$	$2.3 (B/L_p)^2$

なお、回転慣性に対する修正は3節の場合でも2%の程度であるゆえ、第9表の3節の値は近似的に、均一梁の場合の2節振動に対する比2.3を用いて求めている。

§9 経験修正係数

前節までにおいて低次振動に対する諸要素は一応考慮した筈であるが、その過程における種々の問題、例えば有効剛性、見掛け附加重量、あるいは塔載物の振動に対する有効度等振動数推定に際し誤差の原因となる要素も少ないと考えられる。ここで最終的修正として、これまでの過程に基づく計算値と実測振動数とを比較して得られる経験修正係数 k_e を考え、これを用いて振動数を表わせれば、

$$N = \left(\frac{60}{2\pi} \right) k_e k_u k_n (mol)^2 \sqrt{\frac{g E k_r k_b k_m I_{xx}}{(\sum ew + e_h W_h + e_v \Delta_v) l^3}} \frac{1}{\sqrt{1+r_s} \sqrt{1+r_r}} \quad (41)$$

ここで、 $g = 9.8 \text{ m/sec}^2$ $E = 2.1 \times 10^7 \text{ kt/m}^2$

$mol = 4.730$ (2節振動) $mol = 7.853$ (3節振動)

また、長さおよび重量を m および kt で表わし、 l として垂線間長さあるいは全長の93%の内何れか大なる方をとり、これを L とすれば、(41) 式は、

$$2 \text{ 節振動に対し, } N = k_e k_u k_n 307 \sqrt{\frac{I_e \cdot 10^8}{W_e L^3}} \frac{1}{\sqrt{1+r_s} \sqrt{1+r_r}} \left\{ \right.$$

の値は第7表に示すごとく、その変化は僅かである。ここでは各振動型についての平均値をとる。

以上各項の値を用い、(34) 式によつて r_s の近似式を求めてみると第8表のごとくである。

§8 回転慣性に対する修正

曲げ撓み振動に対し回転慣性の修正を考慮すれば、この場合の振動数 N_{br} は、

$$N_{br} = \frac{N_b}{\sqrt{1+r_r}} \quad (38)$$

ここに、

$$r_r = \int_0^l I_r \left(\frac{du_0}{dx} \right)^2 dx \Big/ \frac{1}{g} \int_0^l u_0^2 w' dx \quad (39)$$

I_r および w' はそれぞれ各断面における単位長さ当りの質量慣性 moment およ

$$3 \text{ 節振動に対し, } N = k_e k_u k_n 845 \sqrt{\frac{I_e \cdot 10^8}{W_e \cdot L^3}} \frac{1}{\sqrt{1+r_s} \sqrt{1+r_r}} \quad (42)$$

k_e 値を求めるため、実測値を解析し第 10 表に示してある。

k_e 値は過程における近似あるいは仮定が適正であれば 1 となるべきであるが、第 10 表に見るごとく、最大 5% の変動がある。なお、個々の k_e の平均値に対する変化、すなわち本方法による誤差は大略 3% 以内にあるといえる。

§ 10 固有振動数の近似式

実際問題として、主機の選定、推進器回転数の決定等の参考とするため、計画初期において主要固有振動数を

NO.	TYPE	L_p (M)	Δ (KT)	2 NODE VERTICAL			2 NODE HORIZONTAL			3 NODE VERTICAL			3 NODE HORIZONTAL		
				N_c	N_R	$k_e = \frac{N_R}{N_c}$	N_c	N_R	$k_e = \frac{N_R}{N_c}$	N_c	N_R	$k_e = \frac{N_R}{N_c}$	N_c	N_R	$k_e = \frac{N_R}{N_c}$
1	SHELTER	125.00	56.27	114.0	116	1.018	175	173	0.989	221	210	0.950			
2	3 ISLAND	133.00	6.930	91.9	93.5	1.017	157	156	0.994	191	180	0.942			
3	SHELTER	145.00	7.519	102.6	104	1.014	160	157	0.981	200	190	0.950	335	320	0.955
4	"	"	7.056	104.7	107	1.022	165	155	0.939	202	190	0.941	341	320	0.938
5	"	"	(8.572) 8.900	98.5	99	1.005	139	137	0.986	191	180	0.942	(294)	(265)	(0.901)
6	"	"	15.500	86.8	89	1.025	115	113	0.983	176	164	0.932			
7	"	"	(6.910) 7.527	104.7	108	1.032	163	157.5	0.966	200	192	0.960	(334)	(338)	(0.955)
8	CLOSED SHELTER	130.00	6.058	104.6	106	1.013	168	163	0.970	207	198	0.957	354	350	0.989
9	"	137.00	6.483	100.6	105	1.044	166	165	0.994	205	197	0.961			
10	"	"	(15.490) 14.193	85.9	89	1.036	122	120	0.984	(164)	(160)	(0.976)	(221)	(200)	(0.905)
11	"	116.50	4.503	132.9	133	1.001	210	208	0.991						
12	SHELTER	127.00	6.853	94.8	100	1.055	153	156	1.020	164	160	0.976			
13	"	"	8.189	93.6	96	1.026	142	144	1.014	205	186	0.907			
14	CLOSED SHELTER	128.00	6.328	100.5	102	1.015	155	158	1.019						
15															
				MEAN VALUE 1.02			MEAN VALUE 0.99			MEAN VALUE 0.95			MEAN VALUE 0.95		

NO.	L_p (M)	Δ (KT)	2 NODE VERTICAL			2 NODE HORIZONTAL			3 NODE VERTICAL			3 NODE HORIZONTAL		
			N_c	N_R	$k_e = \frac{N_R}{N_c}$	N_c	N_R	$k_e = \frac{N_R}{N_c}$	N_c	N_R	$k_e = \frac{N_R}{N_c}$	N_c	N_R	$k_e = \frac{N_R}{N_c}$
1	167.00	13.172	70.1	72	1.027	118.7	123	1.036	161	156	0.969	214	216	1.045
2	"	27.003	61.9	62	1.002	87.4	90.5	1.035	135	135	1.000			
3	160.63	18.285	71.7	71	0.990	113.2	116	1.025	158	151	0.956	231	243	1.052
4	"	26.424	67.3	66	0.981	93.7	99	1.057	145	138	0.952			
5	163.68	18.708	69.3	68	0.982	110.6	112	1.013	157	150	0.955	232	238	1.026
6	"	27.095	64.9	65	1.002	91.7	94.5	1.031	143	140	0.979	189	191	1.011
7	161.54	12.960	75.5	75.5	1.000	123.2	128	1.039	172	165	0.959	271	280	1.033
8	"	26.248	66.6	66	0.991	90.0	95	1.056	144	143	0.993	180	190	1.056
9	192.30	31.405	59.9	60	1.002	105.5	108	1.024	132	127	0.963			
10	"	25.535	62.7	62	0.989	116.9	120	1.027						
11	"	43.119	53.8	54.4	1.011									
12	214.9	36.880	57.3	58	1.012	107.7	109	1.012	124	119	0.960	214	213	0.995
13	"	61.244	51.1	52	1.018	82.7	86	1.040	112	107	0.955	169	170	1.006
14	192.0	21.177	64.8	65	1.003	124.9	127	1.017	149	143	0.960			
15	"	43.480	57.7	57.5	0.996	93.4	95	1.019						
			MEAN VALUE 1.00			MEAN VALUE 1.03			MEAN VALUE 0.97			MEAN VALUE 1.03		

推定する必要がある。

振動数は一般に満載出港状態において最低となり、空艙入港状態において最大となるゆえ、この両者を求めておけば先ず十分である。

ここでは中大型貨物船および数万トンまでの油槽船について実際の就航満載状態を想定し、本論の方法に準じて主要振動数の近似式を求めてみる。ただし、空艙状態は普通試運転状態に近いゆえこの値を用いる。

(42) 式を書き直して、

$$N = k_e k_u \left(\frac{307}{845} \right) \left[k_n \sqrt{\frac{\Delta}{W_e}} \right] \left[\sqrt{\frac{I_e \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \right] \left[\frac{1}{\sqrt{1+r_s} \sqrt{1+r_r}} \right] = K \sqrt{\frac{I_e \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \quad (42')$$

先ず、船型別各振動型に対する $\left[k_n \sqrt{\frac{\Delta}{W_e}} \right]$ および $\left[\frac{1}{\sqrt{1+r_s} \sqrt{1+r_r}} \right]$ を求め、これらと k_e, k_u とより K 値を求める。

つぎに I_e については、(30) 式による個々の係数を求める程度の労は厭うべきでないと考え、主要構造図出来前の段階における推定とし、貨物船は標準玄弧を有する D/W 1 万トン前後の平甲板船型を対象とし、油槽船は no shear として近似式で表わすと、

貨物船の場合

$$\left. \begin{aligned} 2 \text{ 節上下} \quad N &= \left(\frac{271}{218} \right) \sqrt{\frac{(0.64 C_{bF} + 0.62) (k_m I_{\Sigma})_v \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \\ 2 \text{ 節水平} \quad N &= \left(\frac{263}{252} \right) \sqrt{\frac{(0.78 C_{bF} + 0.39) (k_m I_{\Sigma})_h \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \\ 3 \text{ 節上下} \quad N &= \left(\frac{567}{440} \right) \sqrt{\frac{(1.41 C_{bF} - 0.10) (k_m I_{\Sigma})_v \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \\ 3 \text{ 節水平} \quad N &= \left(\frac{545}{557} \right) \sqrt{\frac{(2.05 C_{bF} - 0.68) (k_m I_{\Sigma})_h \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

油槽船の場合、

$$\left. \begin{aligned} 2 \text{ 節上下} \quad N &= \left(\frac{278}{230} \right) \sqrt{\frac{(0.41 C_{bF} + 0.65) I_{\Sigma v} \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \\ 2 \text{ 節水平} \quad N &= \left(\frac{305}{294} \right) \sqrt{\frac{(0.54 C_{bF} + 0.54) I_{\Sigma h} \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \\ 3 \text{ 節上下} \quad N &= \left(\frac{610}{510} \right) \sqrt{\frac{(1.01 C_{bF} + 0.13) I_{\Sigma v} \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \\ 3 \text{ 節水平} \quad N &= \left(\frac{643}{646} \right) \sqrt{\frac{(1.42 C_{bF} - 0.22) I_{\Sigma h} \cdot 10^8}{\Delta L^3}} \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

上式中、右辺第1項は K 値で上段数値は満載状態、下段は空艙状態に対するもの、また C_{bF} は満載状態の block coefficient である。

§11 結 言

本稿は船体と主機回転数との同調を避けることを主目的として、船体低次固有振動数の推定法について述べたものであるが、実際基本計画の立場から要求される程度の精度を目標としたため、計算過程の多少の複雑化は止むを得ないものがある。

なお、船体振動の軽減は、単に低次振動の同調に対する考慮のみでなく、特に最近の大型船において問題となる高次振動に対しても留意すべきは当然で、推進器、船尾形状に関連するこの種振動軽減の具体的方策についても今後研究を進める必要があると考える。

終りに、振動計測およびその解析整理に当つた多くの後輩諸氏に厚く感謝の意を表する次第である。

文 献

- 1) 筆者 “設計初期に於ける船体固有振動数の推定” 造船協会論文集 第86号 (前編)
- 2) F.M. Lewis “The Inertia of the Water Surrounding a Vibrating Ship” SNAME 1929
- 3) J.L. Taylor “Vibration of Ships” TINA 1930
- 4) L. Landweber and M.C. de Macagno “Added Mass of Two-Dimensional Forms Oscillating in a Free Surface” Journal of Ship Research Nov. 1957