(昭和 27 年 11 月造船協会秋季講演会に於て講演)

船 体 固 有 振 動 数 の 研 究

(第 2 報)

正員 工学士 広 渡 智 雪*

On the Natural Frequencies of Ships (Part 2)

By Tomoyuki Hirowatari, *Kogakushi, Member*

Abstract

To obtain data for establishing new methods of estimating critical frequencies of the various modes of vertical flexural vibration of a ship's hull, and at the same time to investigate the predominant factors affecting the vibration of a ship, the author carried out a series of vibration tests on board four cargo vessels of the three-island type under construction or just before completion, using an oscillation exciter which he has newly designed and illustrated in the previous paper.

In this paper he reports the results of these experiments from which not only new approximate formulae are established for estimating the critical frequencies of the vertical vibration of a ship's hull in the course of initial design, but also the following problems are partly made clear.

- (1) The effect of the position of exciting unbalanced force on the vibration of a ship's hull.
- (2) The damping factors of the flexural vibration of a vessel.
- (3) The fore-and-aft horizontal vibration induced by the vertical one.

I. 緒 言

最近船体構造に於ける電気溶接の大幅な採用に伴つて船体振動への関心の度合が高められた様に思われる。即ち此等溶接船に於ては昨今全国的に振動に起因すると思われる航海計器や機関部品の故障が頻発したため、その防止対策が要望されるに至つた。溶接使用率の高い船にあつては、鉚接船に於ける鉚接手部分の内部摩擦に基づく減衰がない上に、所謂「やせ馬」現象に基づく見掛のヤング率の低下等のために、振動に対しては鉚接船に比べて敏感であると考えられ、鉚接船に於ては問題にならなかつた程の小さな強制力に依つても人体に不快に感じられる程度若しくは精巧な計器に有害な程度の振動が誘起されるものと思われる。之等溶接船の振動は、大部分が振幅そのものは小さいが加速度の大きい高次の振動であり、従つてその防止対策も自ら制限される。此の意味から船の正確な固有振動数を知つて強制力との共振を避けることが重要になつて来る。

筆者は(第1報)に於て、船体に振動発生機を取付けて種々の周期の振動を誘起せしめ、供試船の各状態に対する船体上の10数箇所に於ける振幅の計測資料から船体固有振動数の性質を研究する方法について述べ、その1例として450屯型巡視船について行つた実験結果を報告した。その後同じ方法で4隻の大型乃至中型貨物船について実験を行い夫々所期の資料を得たので、その結果について中間報告をする次第である。

II. 振 動 実 験

供試船 4隻の供試船は何れも日立造船建造の三島型貨物船で、その主要寸法を第1表に、実験を行つた時の吃水、排水量等を第2表に示した。

各供試船に於ける実験内容 実験の主目的は供試船の実験状態に於ける船体上下固有振動数の計測にあつたが、尚その外に船体振動に於ける各種の性質を調査する目的で各供試船に於て夫々第3表の如き実験を行つた。

振動計測 振動発生機は筆者の設計に依り日立造船向島工場に於て製作されたものでその詳細は(第1報)

* 日立造船株式会社技術研究所

第1表 供試船主要目

船名	銀光丸	山福丸	那智春丸	昌島丸
LoA (m)	120.730	143.280	142.410	151.250
Lpp (m)	112.500	134.000	132.000	140.000
Bm (m)	16.700	18.000	18.000	19.000
Dm (m)	9.100	10.500	10.300	10.500
G ₀ T.	5,000	7,100	7,000	7,600
熔接使用率(%)	95	94	85	88
I _x (m ⁴ mm ²)	14.6 × 10 ⁶	26.2 × 10 ⁶	25.3 × 10 ⁶	29.9 × 10 ⁶
建造所	櫻島	櫻島	因島	因島

第2表 実験時状態

船名	銀光丸	山福丸	那智春丸	昌島丸
工事状況	略々完成	進水直后	進水直后	略々完成
Exp. No.	2-1	2-2	4-1 4-2 4-3	5-1 5-2
錨吃水(m)	1.975	1.918	1.170	1.524
錨吃水(m)	3.225	3.675	2.490	2.685
平均吃水(m)	2.600	2.796	1.830	2.105
排水量(t)	3,170	3,429	2,941	3,196
平均水深(m)	7.000	6.050	7.000	8.600
実験施行場所	岸壁 渠内	岸壁	岸壁	岸壁
発生機位置	舵楼甲板	舵楼甲板	舵楼甲板	舵楼甲板
φ _{1/10}	0.3715	0.462	0.262	0.245

第3表 実験内容

船名	実験内容
銀光丸	強制力と振幅との関係 発生波を観察
山福丸	基本振動数と荷時振動数(航行時)との関係
那智春丸	強制力の位置の及ぼす影響
昌島丸	上下振動に伴う船体方向の水平振動 宇骨分布の異なる場合の固有振動数

に述べた通りである。強制力の週期は 0.2 秒～1 秒、長さ×幅は 2m×0.75m 偏心重量モーメントは 88kg-m であり、交流電動機により駆動せられ周期の制御は三浦式無段変速機によつて行われる。発生機の総重量は約 1.5t である。

振動の計測には末広式振動記録器(上下動固有周期 1.2 秒)を用いた。固有振動数の計測と共に船体撓曲線を求めるために、上甲板の梁上側板上に 10～20 ケ所の計測点を定め夫々の位置で計測を行つた。但し昌島丸に於ては Exp. No. 5-1 に於て船首尾方向の水平振動を Navigation Bridge F. 110 に於て、又 Exp. No. 5-2 に於ては時間的關係から船尾楼甲板、船首楼甲板の 2 点で計測した。

III. 実験結果

共振曲線 上記計測の結果得られた振動記録から振動数、振幅を読みとつて、振幅に対しては倍率を補正の上共振曲線を描いた。之を第1図～第8図に示す。

之等の図から各実験状態に於ける固有振動数が判る。これを第4表に示した。

船体撓曲線 共振曲線から共振振動数に於ける各

第7圖 昌島丸 Exp No. 5-2 共振曲線

第8圖 昌島丸 Exp No. 5-1 Nangaijin Bridge
共振曲線

第4表 固有振動數及1/4節點

船 名		銀 光 丸		山 福 丸		那 智 善 丸		昌 島 丸	
振動數	2節振動(1/min)	154	107	145	127	107	107		
	3節振動(1/min)	226	155	222	225	179	—		
節點位置	2節	a/L	0.302	0.331	0.267	0.342	0.308	—	
		b/L	0.360	0.335	0.418	0.327	0.374	—	
		c/L	0.338	0.334	0.315	0.331	0.316	—	
	3節	a ₁ /L	0.224	0.250	0.235	—	0.269	—	
		b ₁ /L	0.238	0.275	0.263	—	0.229	—	
		c ₁ /L	0.277	0.245	0.250	—	0.207	—	
		d ₁ /L	0.261	0.230	0.252	—	0.295	—

第9圖(2) 銀光丸 Exp No. 2-1 船體振動曲線
(2節振動)

第9圖(1) 昌島丸 Exp No. 2-1 船體振動曲線
(2節振動)

第 13 図 (1) 昌島丸 Exp. No. 5-1 船体撓曲線 (2 節振動)

計測点の振幅を読みとつて船の長さ方向に点置し、之を fair curve で結んで船体撓曲線を得た。之を第 9 図～第 13 図に示す。之等の図から各供試船の節点位置が判る。之を第 4 表に示す。

IV. 実験結果の考察

浅水影響の補正 水深が浅くなると固有振動数が低下することは J. L. Taylop¹⁾ J. Johnson²⁾, 及び吉識雅夫³⁾ 等に依つて指摘されている。本実験の大部分は吃水と水深の此 d/hw が 0.2 以上の所で行つてゐるため、此の影響を補正する必要がある。

浅水影響は附加水重量の増加として現われ、吉識博士等は円筒船について此の量を計算されているが、ここでは J. Johnson が用いた補正式を使うことにした。筆者の実験結果から考えて 3 節振動の場合は 2 節振動に比べて浅水影響が大きく現われる様に思われるので、3 節振動に対してこの補正式をそのまま用いることは正しくないと考えられるが、ここでは一応 3 節振動に対しても此の式が成立つものと仮定して計算を行つた。

$$N_{hw} = N_{\infty} \sqrt{\frac{A+M}{A+M[1+2C_b(d/hw)^2]}} = C_s \times N_{\infty}$$

但し N_{hw} ; 水深 hw に於ける振動数

第5表 浅水影響と補正係数固有振動数

船名	銀光丸	山福丸	PP船丸	昌島丸	
吃水 (m)	2.600	2.776	1.830	2.105	3.465
水深 (m)	7.000	6.050	7.000	8.600	8.000
修正係数 C _s	0.946	0.916	0.962	0.972	0.932
N ₂₀ (1/min)	154	107	145	127	107
N ₂₀₀ (1/min)	163	117	151	131	115
N ₃₀₀ (1/min)	226	155	222	225	177
N ₅₀₀ (1/min)	239	169	231	232	192

N_∞ ; 水深∞に於ける振動数

Δ ; 排水量

M ; 附加水重量

d ; 平均吃水

Cb ; 吃水 d に於ける block coeff.

Cs ; 浅水影響補正係数

此の式に依り供試船の実験を補正した結果を第5表に示した。但し附加水重量は

F. M. Lewis⁴⁾ の方法で計算した。

従来の固有振動数算定方法の検討 従来用いられている算定方法の中、次の三方法に依る計算値と実験値を比較してみた。

- Tobin⁵⁾ 氏の方法
- Full Integral⁶⁾ 法
- 吉識博士⁷⁾ の方法

之等の計算に必要な資料は次の様にして求めた

- 重量曲線 ; 船殻重量は Biles の梯形法則に依つて分布せしめ、機関部重量、艤装品重量を夫に加えた。
- 附加水重量曲線 ; 船の長さ方向に適当な5ヶ所の断面をとりその部分に於ける単位長当りの附加水重量を F. M. Lewis の方法で計算して点置し、之を fair curve で結んだ。
- 慣性モーメント曲線 ; 上と同様に5ヶ所の断面をとりその断面の I を計算して点置し之を fair curve で結んだ。但し計算に入れた部材は全長の 1/2 以上にわたる縦通材のみでその他は算入していない。

第6表 各計算法に依る算定値

船名	銀光丸	山福丸	那智丸	昌島丸	
Tobin 氏法	124	125	151	144	129
Full Integral 法	114	104	115	112	—
吉識氏第1法	132	127	162	138	101
〃 第2法	142	141	162	150	111
実験値	163	115	151	131	115

iv) 弾性係数 ; $2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ を用いた。

v) Full Integral 法は Table で計算を行い、長さの区分は 20 等分法を用いた。

之等の計算結果及び浅水影響を補正した実験値を第6表に示した。

重量分布及び排水量の相違が固有振動数に及ぼす影響 局部的重量分布の変化が固有振動数に及ぼす影響については既に F. Horn⁸⁾ が取扱っているが、吉識博士の固有振動数簡易計算法⁷⁾ は結局この考え方を用いたものであり、前項の計算例から考えても附加、撤去乃至移動重量が船体重量に比して小さい時は精度は十分であると考えられ、計算の手続も F. Horn のに比して遙かに簡単である。

船の或る状態に於ける2節固有振動数 N_0 が判っている場合、之と重量分布及び排水量の異つた場合の固有振動数は次式で表わされる。

$$N = N_0 \left[\sum_{i=1}^k \frac{(ml_0)^4}{(ml_i)^4} - (k-1) \right]^{-\frac{1}{2}} = N_0 \times C_w$$

但し $(ml_0) = 4.730$

(ml_i) ; W_i の大きさ及び作用位置の函数

W_i ; 重量分布の相違を附加乃至撤去

集中荷重として取扱つたもの

k ; W_i の数

厳密には此の式は2節振動に対してのみ適用されるものであるが近似的に3節振動にも適用され得ると考えて昌島丸の Exp. No. 5-1 及び Exp. No. 5-2 に適用してみた。Exp. No. 5-1 と Exp. No. 5-2 の相違重量の明細及び (ml_i) 等は第7表に示した。表中附加水重量とあるのは Exp. No. 5-1 と 5-2 の吃水の相違に基づ

第7表 相違重量の明細

	i	重量明細	重量 W_i	Z_i	V_i	$(ml_i)^4$
附加重量	1	No.3 Ballast Tank	348 t	0.117	0.072	21.7
	2	No.4 " "	136 t	0.023	0.028	21.9
	3	No.2 Deep Tank	790 t	0.168	0.164	21.6
	4	A.P. Tank	65 t	0.472	0.013	21.9
	5	附加水重量	203 t	0.300	0.045	22.3
撤去重量	1	附加水重量	406 t	0.058	0.090	21.3
	7	2等用雜品	44	0.001	0.001	22.3
備考	Exp. No. 5-1 排水量 : 5,141 tm Exp. No. 5-2 排水量 : 6,936 tm					
	W_i : 船体部重量は Biles 法に依り分布せしめ、艤装品重量は中央部に於ける単位重量					
	$V_i = \frac{W_i}{W_{WL}}$ Z_i : L から Z_i の W_i の作用位置の距離を全長に對する比					

く附加水重量の相違を計算に依つて求めたものである。

之等の数値を計算式に代入した結果 Exp. No. 5-1 の実験値から計算された固有振動数 N は 2 節振動に対して

$$N=108/\text{min}$$

となり此の結果は計測結果即ち第 7 図の値と一致する。従つて此の方法を用いれば或る状態に於ける正確な固有振動数が判つておれば、船体重量に比して余り大きくない重量が附加、撤去乃至移動した時の固有振動数の変化を充分な精度で計算出来る。勿論此の 1 隻の実験結果のみですべての場合本計算方法が有効であると断定する事は尚早であるが、重量分布の固有振動数に及ぼす影響について一応の目安は立て得るものと考えられる。

設計初期に於ける簡易計算式 筆者が実験に使用した 4 隻の船はそ船型、構造配置、重量曲線及び慣性モーメント曲線の傾向等が大体相似に近いと考えられるので、之等の船の資料から主要寸法及び I_{Σ} を基準とした標準の重量曲線、附加水重量曲線、慣性モーメント曲線等を作製し、此等の資料に依り Tobin 法を用いて固有振動数を計算しておけば、主要寸法及び I_{Σ} が判ればその船の固有振動数は簡単な計算に依つて求める事が出来るものと考えられる。

重量曲線及び附加水重量曲線は載貨状態に依つて異なるから、計算は軽貨状態と満載状態について行い、船の状態が之と異なる場合は前項に述べた方法を用いて補正を行うことにした。

この計算の結果、筆者の取扱つた様な三島型大型貨物船の固有振動数の略算式として次の式を得た。

(a) 軽貨状態に対して

$$N_L = \frac{5,500}{L_{OA}^2} \sqrt{\frac{I_m}{\mu_{m1}}}$$

(b) 満載状態に対して

$$N_T = \frac{4,750}{L_{OA}^2} \sqrt{\frac{I_m}{\mu_{m2}}}$$

但し上式に於て

$$I_m = 0.79 I_{\Sigma} \text{ (m}^2 \times \text{mm}^2\text{)}$$

$$\mu_{m1} = 3.44 w_{\Sigma} \text{ (ton/m)}$$

$$\mu_{m2} = 6.55 w_{\Sigma} \text{ (ton/m)}$$

$$L_{OA} = \text{length over all (m)}$$

$$w_{\Sigma} = 0.915 \times \frac{\Delta_L}{L_{OA}} \text{ (ton/m)}$$

$$\Delta_L = 0.2(L \times B \times D) - 500 \text{ (ton)}$$

(c) 重量分布及び排水量の相違が判っている場合は (3) 項に示した方法を用いて補正する。軽貨状態に近い場合で排水量の相違のみしか判らない場合は実際の排水量を Δ として、 $\Delta - \Delta_L$ を 1 ケの集中荷重と考え之が中央部に附加乃至撤去されたものとして補正する。

この計算式を用いて供試船及びその他の船について計算した結果を第 8 表に示す。此の結果に依れば決して充分とは云えないが、固有振動数の order を知る意味で実用して大した誤りはないと思われる。

高次振動数の推定 一般に高次の振動に於ては剪断力や回転慣性の影響が大きく現われるため、その算定も

第 8 表 (1) 供試船計算値 (軽貨状態)

船名	銀光丸	山福丸	那智丸	島島丸
L_{OA} (m)	120.730	143.280	142.410	151.250
$L \times B \times D$ (m)	112.5 × 16.7 × 9.1	134 × 18 × 10.5	122 × 18 × 10.3	140 × 19 × 10.5
Δ_L (t)	2,920	4,550	4,400	5,100
w_{Σ} (t/m)	22.8	29.0	28.2	30.8
μ_{m1} (t/m)	76.3	99.6	97.0	106.0
I_m (m ² mm ²)	11.5×10^6	20.7×10^6	20.0×10^6	23.6×10^6
N_L (/min)	147	122	123	113
Δ (t)	3,429	2,941	3,196	5,641
$\Delta - \Delta_L$ (t)	509	-1,609	-1,204	541
修正係数 C_w	1.12	0.84	0.86	1.08
修正 N_L (/min)	131	151	143	105
実験値 N_{Exp}	117	151	121	107

× 銀光丸 Exp. No. 2-1 は省略

第8表(2) 供試船以外の船の計算値 (軽便)

船名	P丸	AM丸	AF丸	AT丸	M丸	N丸
$L \times B \times D$ (m)	137.5 × 19 × 11.8	134 × 18.8 × 11.8	全丸	全丸	123.4 × 17.5 × 11	128 × 12 × 10.3
ΔL (x)	5,650	5,450	全丸	全丸	4,260	4,090
W_R (t/m)	35.0	34.4	全丸	全丸	29.3	27.1
μ_{100} (t/m)	120	118	全丸	全丸	101	93
I_{100} (m ⁴ /m)	28.4×10^6	25.7×10^6	全丸	全丸	18.6×10^6	24.3×10^6
N_2 (/min)	122	125	全丸	全丸	134	148
Δ (x)	7.703	5.950	6.837	7.221	5.712	5.240
$\Delta - \Delta L$ (x)	2.053	5.00	1.387	1.771	1.452	1.150
修正係数 C_R	1.197	1.070	1.130	1.180	1.195	1.165
修正 N_2 (/min)	102	116.5	110.5	106	112	116.5
計測値 N_2 (/min)	103	110	111.5	109	123	110

LeA = 1.08 × Lpp とす

第8表(3) 供試船以外の船の計算値 (満載)

船名	Ocean Vulcan	Schladlofsky	本庄氏の船	Jaylen氏の船	Horn氏の船
$L \times B \times D$ (m)	126.8 × 17.3 × 11.4	136.1 × 19.5 × 10.7	140.2 × 18.3 × 11.4	127.5 × 16.6 × 12.2	108.2 × 15.5 × 10.11
ΔL (x)	4,500	5,120	5,460	4,740	2,880
W_R (t/m)	30.0	35.3	33.0	31.0	22.5
μ_{100} (t/m)	196	233	216	203	147
I_{100} (m ⁴ /m)	23.7×10^6	28.6×10^6	23.2×10^6	22.7×10^6	12.5×10^6
N_2 (/min)	90	77	68	81	101
計測値 N_2 (/min)	83	81	84	77	105

基本的振動のもの程にはあわないのが普通である。従つて高次の固有振動数を求めるためには、実船の資料から高次振動数と基本振動数の比を求めておき、2節振動数を基準として推定するのが簡単であると考えられる。

第9表 N_3/N_2

船名	銀光丸	山福丸	那智丸	島島丸
N_3/N_2 (実験値)	1.47	1.45	1.53	1.77
N_3/N_2 (浅水影響)	2.17	2.17	2.23	2.23
C_s	0.946	0.916	0.962	0.932

筆者の実験に依り得られた3節振動数(N_3)と2節振動数(N_2)との比は第9表に示した。此の値は一樣棒の $N_3/N_2=2.75$ に比して遙かに低いのは勿論であるが、他の実船の計測資料と比較しても著しく低い。渡辺氏⁹⁾

は剪断力の影響に依る固有振動数の低下量を計算する方法を發表されているが、この方法に依り計算した結果は第9表に示した通りで N_3/N_2 の値が著しく低下する事実に対して、剪断力の影響のみでは説明がつかない。第9表には浅水影響の修正係数 C_s も同時に示しておいたが N_3/N_2 と C_s とには或る関連がある様に思われ、筆者の実験に於ける N_3/N_2 が他の実船資料に比して低いのは恐らく浅水影響に基づくものと思われる。高次振動に対する浅水影響の補正方法は未だ判らない。

第10表 高次振動数の基本振動数に対する比

	N_3/N_2	N_4/N_2	N_5/N_2	N_6/N_2
Light Condition	1.96	2.71	3.57	4.45
Full load condition	2.00	2.94	3.98	5.00

N_2 との比を計算すれば第10表の如き数値を得る。

山福丸及び山彦丸 ($128.00\text{ m} \times 17.50\text{ m} \times 10.00\text{ m}$ $I_{100}=21.98\text{ m}^2 \times 10^6\text{ m}^2 \times \text{mm}^2$) に於て航行時の高次振動を計

第14面 山福丸共振電図 (航行時)

第15面 山福丸共振電図 (航行時)

測した結果得られた共振曲線は第14図及び第15図に示したが、この2船について(4)項の簡易計算式で求めた2節振動数から第10表の値を用いて算出した高次振動数と計測結果を第11表に示した。之に依れば山福丸は略5節振動で、山彦丸は4節及び5節振動で共振していることが判る。この事から N_2 と第10表の値を用いて高次振動数を推定出来ることが判る。

強制力の位置の及ぼす影響 これは那智春丸 Exp. No. 4-1, 4-2, 及び 4-3 で実験を行い、その結果は第16図に示してある。発生機位置は第2表に示した。

発生機の取付位置に於ける発生機下方の Rigidity は3回の実験に於て一様でなく、その影響の実験結果に及ぼす大きさは不明であるが、第16図に明らかな如く振幅の大きさの順序は

2節振動に於て

Exp. No. 4-1, > 4-3, > 4-2,

3節振動に於て

Exp. No. 4-2, > 4-3,

第17図 一様棒の normal function と
実験の振動曲線

第11表 適用例

船名	山福丸	山彦丸
排水量 Δ (t)	6,640	5,100
共振2動数 (/min)	350	320 及び 420
Δ_2 (t)	4,550	3,980
Δ_2 に対する N_2 (/min)	122	129
$\Delta - \Delta_2$ (t)	2,090	1,120
修正係数 C_w	1.22	1.15
Δ に対する N_2 (/min)	100	112
N_4 (/min)	271	304 (329)
N_5 (/min)	357	400 (445)

(1) は Full Load Cond. n (係数) を使用

第16図 山福丸 Exp. No. 4-1, 2, 3 共振曲線

である。

この結果から強制力が自由振動形の振幅最大の所にある程強制振動の振幅は大きく、之が節点に近づく程振幅は小さくなる事が判る。従つて実船に於ても振動の原因となる強制力は節点の位置に置けば振幅は最小になる事が結論される。

2節振動に於ける船体の振動撓曲線と normal function

2節振動に於ける振動撓曲線と一様棒の normal function とを比較するため節点位置及び振幅の比較を行った。

(A) 節点位置の比較

船体撓曲線から節点位置の全長に対する比率を求め之と一様棒の normal function に対し各供試船の実験状態に応じた base line correction ($\int_0^l w y \cdot dx = 0$, $\int_0^l w x y \cdot dx = 0$) を施したものとを比べた。この結果を第12表に示した。

(B) 振幅の比較

船体撓曲線から After end の振幅を1とした時の各点の振幅を求め、之と一様棒の normal function を計測された各供試船の撓曲線の節点とその節点が一致する如く重ねたものの after end の振幅を1とした場合の各点の振幅とを比較した。之を第17図に示す。

以上の2つの比較に依り次の事が判る。

1° 実船の節点位置は重量分布の変化に依つて多少異なるけれども概して一様棒の場合に比べて中央部に依り両端から略 $\frac{1}{3}L$ の附近にある。一様棒の normal function に base line

correction を施した節点位置は実船の夫と多少差異がある。

2°) 実船の振動撓曲線の振幅と normal function に実船の場合と節点が一一致する如く重ねたものは厳密には一致しないが特に大きな差異はない。

従つて以後の考察に於て船体の撓曲線を問題にする場合修正された一様棒の normal function を用いることにする。

第12表 節点位置 (2節振動)

船名	名	巡視船	金沢丸	山福丸	那智丸	昌島丸
実船	y/L	0.315	0.302	0.331	0.267	0.342
	y/L	0.335	0.360	0.335	0.418	0.327
	y/L	0.350	0.338	0.336	0.315	0.316
正規化後	y/L	0.277	0.314	0.294	0.277	0.306
	y/L	0.431	0.416	0.410	0.378	0.388
	y/L	0.290	0.270	0.276	0.323	0.324

減衰率に関する考察 振動発生機が1週期間になす仕事を W 、共振時の最大 Potential energy を P 、減衰率を k とすれば

$$W = k \times P$$

である。併して、

$$W = \int_0^T F \left(-\frac{dS}{dt} \right) \cdot dt = mr\omega^2 y_0 \pi$$

但し y_0 ; 発生機取付位置の最大振幅

ω ; 発生機の角速度

mr ; 偏心質量モーメント

F ; 強制力 S ; 発生機取付位置の変位 T ; 周期

$$P = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 \cdot dx = \frac{1}{2} EI_{\Sigma} \ddot{y}_{\max}^2 \int_0^L \frac{I}{I_{\Sigma}} \left(\frac{\ddot{y}}{\ddot{y}_{\max}} \right)^2 \cdot dx$$

但し E ; ヤング率 ($=2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$)

I, I_{Σ} ; 慣性モーメント, 中央断面の I

y ; 振動の変位 L ; 船の長さ

船の撓曲線の代りに一様棒の normal function を用いれば2節振動に対して

$$\ddot{y}/y_{\max} = 17.72/L^2$$

なる関係がある。又 I/I_{Σ} として (4) 項で用いた標準曲線を用い、 $\ddot{y}/\ddot{y}_{\max}$ に一様棒の normal function を用いれば2節振動に対しては近似的に

$$\int_0^L I/I_{\Sigma} (\ddot{y}/\ddot{y}_{\max})^2 \cdot dx = 0.4 L$$

を得る。従つて2節振動に対して減衰率は

$$k_2 = \frac{mr \omega^2 \pi y_0 L^3}{132 \times 10^6 \times I_{\Sigma} y_{\max}^2}$$

但し $y_{\max}$ は after end に於ける最大振幅である。

各供試船の減衰率 k_2 を求めた結果は第13表に示した。此の k の値は船の振動に対する敏感さの程度を表わすもので、 k の小さい程振動し易いものと考えられる。第13表に於て銀光丸2-1及び山福丸の k の値は大き過ぎるがこの理由ははつきり判らない。

k と普通、振動学で用いられる対数減衰率との関係は次の様に考えられる。After end に於て漸次減少する max の振幅の中、任意の相続いた二つを夫々 a_1, a_2 とすれば対数減衰率 λ は

$$\lambda = \log \frac{a_1}{a_2}$$

である。振幅 a_1 の時の Potential energy を P_1 , a_2 の時の Potential energy を P_2 とすれば

$$P_1 = \alpha a_1^2, \quad P_2 = \alpha a_2^2$$

但し

$$\alpha = \frac{157}{L^4} EI_{\Sigma} \int_0^L \frac{I}{I_{\Sigma}} (\ddot{y}/\ddot{y}_{\max})^2 \cdot dx$$

然るに

$$P_1(1-k) = P_2$$

$$\therefore a_1/a_2 = 1/\sqrt{1-k}$$

$$\therefore \lambda = -\frac{1}{2} \log(1-k)$$

故に k の値から λ が求められる。計算結果は第 14 表に示した。 λ が N^2 に比例するものとして之等の計算結果を整理したものと J. Johnson の供試船 Ocean Vulcan, 及び Clan Alpine の λ とを比較すると筆者の供試船の λ は Ocean Vulcan の $\lambda = 2.51 \times 10^{-6} N^2$ と Clan Alpine の $\lambda = 4.83 \times 10^{-6} N^2$ との中間に位する。此の理由は浅水影響に基く減衰に依るものと考えられる。

第 13 表 減衰率 k

船名	巡視船	銀光丸	山福丸	那智丸	昌島丸
k	0.057	0.970	0.068	0.956	0.092

第 14 表 対数減衰率 λ

船名	巡視船	銀光丸	山福丸	那智丸	昌島丸
λ	0.028	—	0.034	—	0.047
$\lambda \propto N^2$ として算出した値	$0.32 \times 10^{-6} N^2$	—	$2.97 \times 10^{-6} N^2$	—	$3.14 \times 10^{-6} N^2$

強制力の大きさと振幅の関係 減衰率 k を用いれば共振の場合、強制力の大きさ及び作用位置を知つて After end に於ける max の振幅を知る事が出来る。即ち

i) 強制力の作用点が端ならば $y_0 = y_{\max}$ から

$$y_{\max} = \frac{mr \omega^2 L^3}{132 \times 10^6 I_{\Sigma}} \times \frac{1}{k}$$

ii) 強制力の作用点が中央ならば $y_0 = 0.308 y_{\max}$ から

$$y_{\max} = \frac{mr \omega^2 L^3}{132 \times 10^6 I_{\Sigma}} \cdot \frac{0.308}{k}$$

何れの場合も $y_{\max}$ は強制力 $F (=mr \omega^2)$ に比例する。

銀光丸に於て強制力を約 2 倍にした時の実験を行つたがその結果は第 3 図に示した。計測値の数が不充分なのは遺憾であるが之に依れば振幅は略々強制力の大きさに比例することが判る。

上下振動に伴う船首尾方向の水平振動 振動する棒の長さ方向に x 軸、振動方向に y 軸をとり、棒が y だけ撓んだ時の x に於ける傾斜角を ϕ とすれば

$$\phi = \frac{\partial y}{\partial x} \quad y = y_0 \sin \omega t$$

であるから、neutral axis から η の距離にある点の x 方向の振幅 δ は

$$\delta = \eta \frac{\partial y}{\partial x} = \eta \frac{dy_0}{dx} \sin \omega t$$

である。長さに比して深さの小さい棒等の場合、此の量は無視し得る程小さいが船の様な場合は無視出来ない。

昌島丸に於ては η の大きい Navigation Bridge に於て上下振動と船首尾方向の水平振動を同時に計測した。その結果は第 8 図に示した。実験中振動発生機には上下方向にのみ力を与え、船首尾方向には強制力がなかつた点から考へて第 8 図に示された水平振動は上下振動に起因した上述の δ の振動であると思われる。

此の場合 $\eta = 13.364 \text{ m}$ であり又計測点の $\frac{dy_0}{dx}$ は

$$2 \text{ 節振動に対して } \frac{dy_0}{dx} = 0.95 \times 10^{-5}$$

$$3 \text{ 節振動に対して } \frac{dy_0}{dx} = 3.34 \times 10^{-5}$$

である。故に

$$\delta_{\max} \text{ for 2-noded vibration} = 0.13 \text{ mm}$$

$$\delta_{\max} \text{ for 3-noded vibration} = 0.45 \text{ mm}$$

を得る。計測結果に依れば

$$\delta_{\max} \text{ for 2-noded vibration} = 0.11 \text{ mm}$$

$$\delta_{\max} \text{ for 3-noded vibration} = 0.205 \text{ mm}$$

である。

振動に依つて生ずる波 振動に依つて生ずる波については既に(第1報)に於て述べたが、更に銀光丸 Exp. No. 2-2 に於て船渠内で実験を行い発生波を観察し撮影した。振幅が小さい為か巡視船の場合程明瞭でなかつたが共振時に於ては発生波が認められた。併して模型実験の際認められたといわれる A. Dimpker の波の変換現象は、筆者の実船実験の場合は遂に見出す事がなかつた。

V. 結 論

4 隻の貨物船について行つた実験の結果、実船の場合に於ける船体振動の二三の性質が明らかになつた。即ち

- i) 強制力の位置が振幅に及ぼす影響
- ii) 船体振動の減衰率
- iii) 上下振動に伴う船首尾方向水平振動の存在、

又固有振動数に関しては

- i) 設計初期に於ける略算法
- ii) 高次固有振動数の推定法
- iii) 固有振動数の計算に屢々用いられる一様棒の normal function と船体の実際の振動撓曲線との関聯

等である。

併し筆者の振動実験に必然的に伴う水深及岸壁の影響については未確認であり、又高次振動数に関する実験は3節振動以外は全く行っていない。又船体撓曲線を云々する上に振動の同時計測は絶対必要であると考えられる。従つて今後はこれらの点に主眼をおいて実験を進め度いと思つている。

終りに本研究を行うに當つて終始御指導を頂いた日立造船技術研究所木下博士、実験に関し有益な御助言を賜つた大阪大学寺沢博士、実験を行うに際し種々御協力頂いた日立造船桜島工場、因島工場の関係各位に厚くお礼申し上げる。

参 考 文 献

- (1) J. L. Taylor: Vibration of Ships T. I. N. A 72 (1930)
- (2) J. Johnson; Vibration Tests of All-welded and All-riveted 10,000 ton Dry Cargo Ship. T. N. E. C. I of E. S. vol. 67 Part 5 March 1951
- (3) 吉識雅夫他 3 氏; 船体振動に於ける附加質量について造船協会論文集第 84 号
- (4) F. M. Lewis; The Inertia of the Water surrounding a Vibrating Ship. T. S. N. A. & M. E. 37 (1929)
- (5) T. C. Tobin; A method of Determining the Natural Periods of Vibration of Ships. T. I. N. A 64 (1922)
- (6) J. L. Taylor; Ship Vibration Periods. N. E. C. I. E. & S 44 (1927—8)
- (7) 吉識雅夫; 船体撓振動の固有振動数を求める簡易計算法 造船協会々報 第 73 号
- (8) F. Horn; Einfluss lokaler Gewichtsänderungen auf die Eigenschwingungszahl von Schiffen. Schiffbau 20 Nov. 1929.
- (9) 渡辺恵弘; 九州造船会々報 昭和 9 年