

(昭和60年5月 日本造船学会春季講演会において講演)

大型超低速船用ディーゼル主機の振動 (第2報)

正員 香川 洸 二* 正員 藤田 一 誠*
 正員 平山 俊 次** 幸川 寛 志**
 正員 永元 隆 一***

Vibration of Long stroke Type Marine Diesel Engine (2nd Report)

by Koji Kagawa, *Member* Kazunobu Fujita, *Member*
 Toshitsugu Hirayama, *Member* Hiroshi Kokawa
 Ryuichi Nagamoto, *Member*

Summary

The result of theoretical and experimental studies on the longitudinal vibration of the four cylinder longstroke engine installed in the 34000 dwt bulk carrier is shown in this paper as a continuation of 1st report. In these studies, it is shown that the longitudinal engine vibration has such a characteristics of soft spring system that the frequency decreases with the increased amplitude and the engine top bracing to restrict the vibration amplitude has a possibility to excite the vibration of the ship structure.

In addition the longitudinal engine vibration is considered to be excited by the fluctuating thrust force originated from the longitudinal shaft vibration coupled with the torsional shaft vibration.

1 ま え が き

超低速ディーゼル機関の架構前後振動に関して、第1報では、8万トンターカーに搭載された5気筒機関の実験結果を紹介すると共に、主機架構の前後振動と機関室二重底の上下振動との連成振動特性を有限要素法、およびモード合成法によって検討した結果を述べた。本第2報ではさらに気筒数の少ない4気筒機関を実船に搭載するに際して各種振動試験を実施して、主機前後振動特性を調査したのでその結果を述べる。また主機前後振動防振対策の効果とその上部構造振動への影響について、さらに主機前後振動起振源としての軸振動特性について検討したので併せてその結果を述べ御参考に供したい。

2 4 気筒主機搭載 34000 D/W トンバルク
キャリアの振動試験結果

4気筒機関の振動特性の把握と初期設計時に決めた防振対策効果を検討するために、海上運転時計測の他に、陸上での衝撃加振実験および岸壁係留中での衝撃加振実

験と起振機実験を行った。

本章では、これらのうち、主機架構前後振動に関する実験結果を述べる。なお、本船は昭和59年4月に完工し、現在順調に航海中である。

2.1 船体および主機主要目と主機防振対策の概要

4気筒機関とこれを主機として搭載した34000D/Wトンバルクキャリアの主要目をTable 1に示す。本船は初期設計段階において、主機架構左右振動数の推定並びに

Table 1 Particulars of ship and sea trial condition

HULL			
KIND		BULK CARRIER	
DW		34000.0 ton	
$L_{pp} \times B \times D \times d_f$		$168.0^m \times 27.0^m \times 15.23^m \times 10.74^m$	
MAIN ENGINE		PROPELLER	
TYPE	4RTA 58	DIAMETER	5.4 ^m
POWER (ps × rpm)	7680 × 123 (MCR) 6910 × 119 (NOR)	NO. OF BLADES	4
SEA TRIAL CONDITION			
DRAFT $d_f \times d_a \times d_m$		4.1 ^m × 6.3 ^m × 5.2 ^m	
DISPLACEMENT Δ		19000.0 ton	

* 三菱重工業 (株) 技術本部 長崎研究所

** 三菱重工業 (株) 神戸造船所 造船設計部

*** 三菱重工業 (株) 船舶技術部

主機架構前後振動数の推定を行った。その結果主機左右振動数は460cpm (115rpm×4)と推定され常用回転数域で共振の可能性があること、また主機前後振動数は第1報¹⁾に示した方法により505cpm (126rpm×4)と推定され、最大回転数域で共振の可能性があることがわかった。そこで主機振動対策として左右振動にはスルザ型の油圧ダンパーを左右舷に各2本、また、前後振動には著者の一人が主導して設計を進めた摩擦型のブレーシングを主機前後部に各2本用意した。さらに、これらのブレーシングが有効に働くように、デッキとブレーシングの位置を合わせた。また、軸系振れ振動対策として、中間軸およびプロペラ軸の径を増加させて、気筒数次の危険回転数を常用回転数以上に追いつけ、常用域におけるねじり振動応力が許容値以下になるようにした。この他に主機不平衡偶力対策として、コンバインドバルンサーを装備した。

2.2 衝撃加振実験

主機関を船体に搭載する前に陸上運転時の状態で、機関頂部に前後方向の衝撃力を加えて衝撃加振実験を行い主機前後振動数を計測した。計測時の機関状態は、前後、左右両方向共にブレーシングなしの状態である。衝撃加振実験の結果では主機前後振動数は523cpmであった。次に主機関を船上に搭載後岸壁係留中に、前後左右両方向共にブレーシングなしの状態再度主機の衝撃加振実験を行った。その結果、主機前後振動数として、555cpmが得られた。このようにして得られた主機前後振動数を、以下に示す各種の条件下で得られた主機前後振動数と共にまとめて Table 2 に示す。

Table 2 Measured and calculated frequency of longitudinal engine vibration (cpm)

TEST CONDITION		BRACING	WITHOUT	WITH
		IMPULSE TEST	528	
MOORING	IMPULSE TEST		555	
	EXCITER TEST	M=46kg·cm	557	
		M=194kg·cm	543	612
SEA TRIAL			508	
CALCULATED			505	

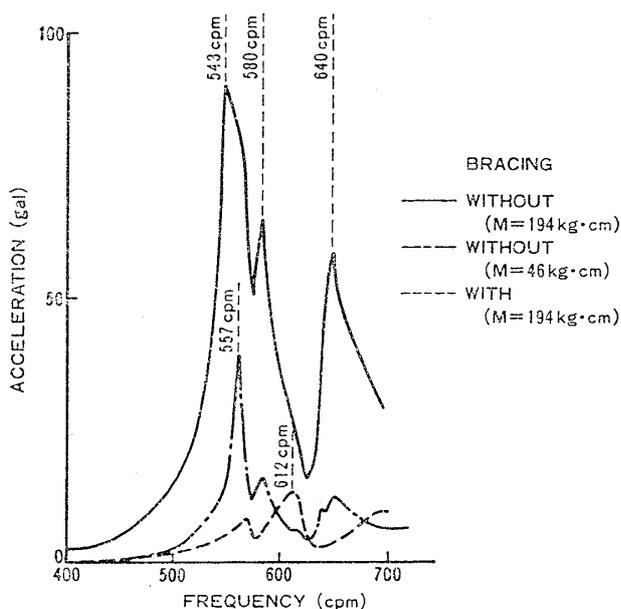
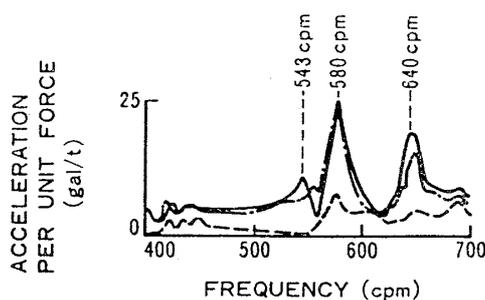
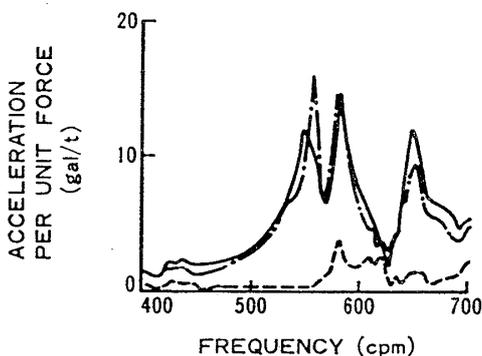


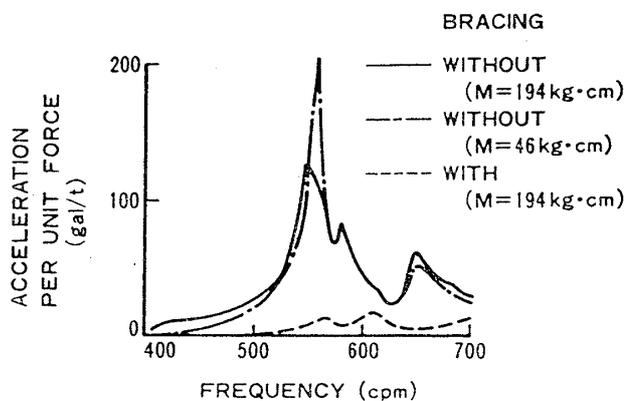
Fig. 1 Measured response curve of longitudinal vibration at top of main engine in exciter test.



(a) NAV. D^K



(b) D.BTM



(c) TOP OF MAIN ENGINE

Fig. 2 Measured response curve of superstructure, double bottom and top of main engine in exciter test.

2.3 船上搭載時起振機実験

岸壁係留中に主機関第4シリンダー(前端)の頂部に、電動小型起振機を据付け、前後方向に加振して主機架構前後振動計測を行った。実験は主機前後ブレーシングの着脱、起振力の大きさを組み合わせて行った。主機前後のブレーシングの有無および起振力を変えた実験における主機頂部前後方向の応答曲線を Fig. 1 に示す。起振力は次式に示すように起振機の回転数とともに起振力を増加させた。

$$F_E = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \frac{M}{g} N_E^2 \quad (1)$$

- ただし F_E : 起振力
- M : 起振機回転重錘の不平衡モーメント
- g : 重力加速度
- N_E : 毎分回転数

次に Fig. 1 の主機前後振動応答を起振力 F_E で除した単位起振力あたりの応答を Fig. 2 (c) に示す。Fig. 2(a) (b)には、同時に計測された上記構造の前後振動および

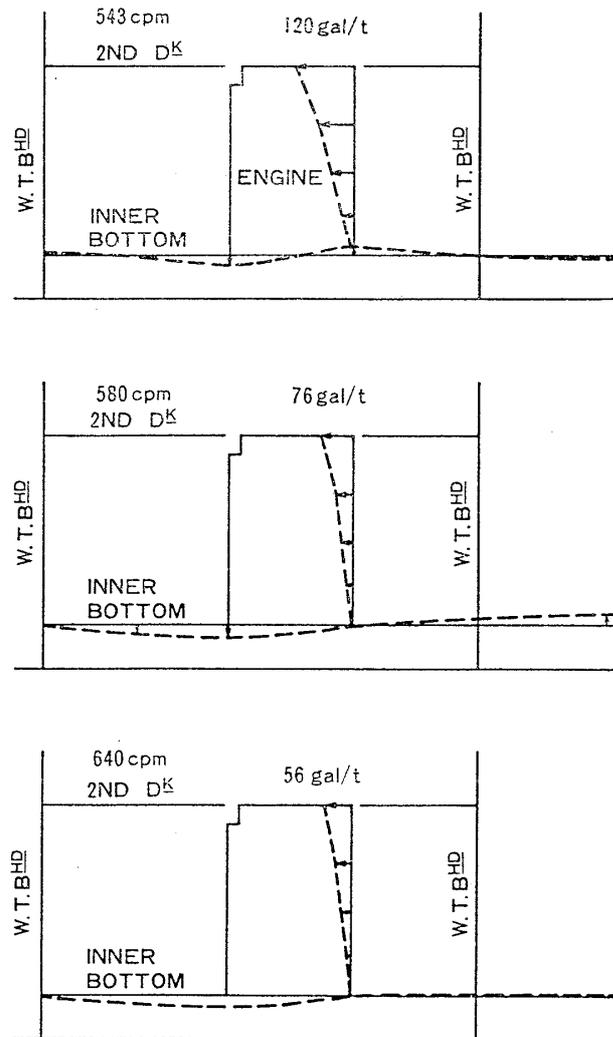


Fig. 3 Measured vibration mode of engine and double bottom in exciter test (without bracing, $M=194 \text{ kg}\cdot\text{cm}$)

機関室二重底上下振動の単位起振力あたりの応答曲線を示している。Fig. 1 および Fig. 2 に示した主な共振点における主機前後振動と機関室二重底上下振動のモードを Fig. 3 に示す。

Fig. 1 に示すように、ブレーシングがない状態で起振機の不平衡モーメント M が $194 \text{ kg}\cdot\text{cm}$ の時の応答は 543 cpm , 580 cpm および 640 cpm に大きな共振峰がみられる。次に起振機不平衡モーメント M を $46 \text{ kg}\cdot\text{cm}$ にして起振力を小さくすると、前記の振動数に対応して各共振峰が見られるが、最低次の共振点は 557 cpm となり、前記の 543 cpm よりも 14 cpm だけ高くなっている。また、主機前後にブレーシングを装着すると、最も応答の大きな共振峰の振動数は 612 cpm に上昇し、応答は約 $1/7$ に減少している。

次に Fig. 2 (a)(b) に示すように上部構造前後振動と機関室二重底上下振動の応答曲線には、主機前後振動の共振点に対応して、 543 cpm , 580 cpm および 640 cpm に共振峰があらわれている。Fig. 2(a)(b)(c) で主機振動と船体構造振動との振幅を比較すると、 543 cpm での主機振動は 580 cpm および 640 cpm の共振点での応答に比べて大きい。一方 543 cpm での上部構造振動は 580 cpm および 640 cpm の共振点の応答に比べて小さい。二重底振動は、これらの振動数においてはほぼ同程度の応答を示している。これらの振動数における振動モードは Fig. 3 に示すようにいずれも主機頂部の応答が大きい

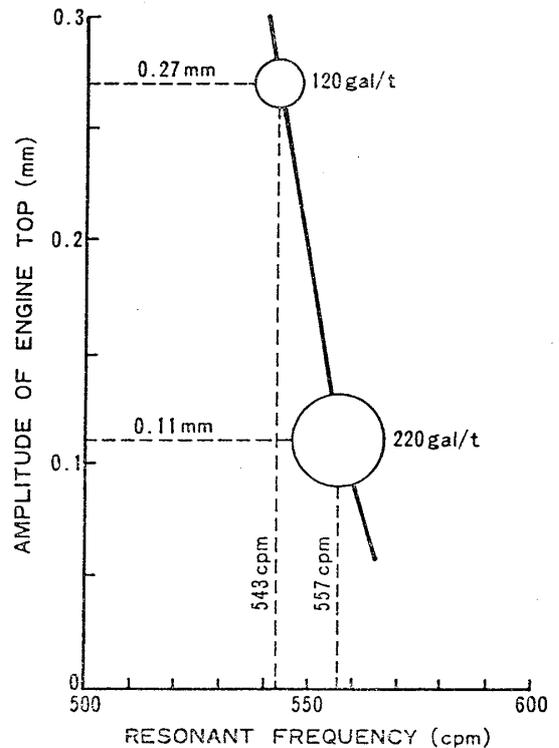


Fig. 4 Relation between amplitude and frequency of longitudinal engine vibration. (without bracing)

二重底の挙動には差異がみられる。543cpm では主機の基部内で二重底のモードが節を示している。580cpm では二重底の後部および貨物倉が振動し、640cpm では二重底の後部が振動している。

次に Fig. 2 (c) に示すようにブレイシングがない状態で起振機不平衡モーメント M が 194 kg·cm で起振した時の共振点 543cpm の単位起振力あたりの応答は 120 gal/t であり、その共振峰の形は左右非対称になっている。一方、起振機不平衡モーメント M を 46 kg·cm に小さくした場合、共振点 557cpm の単位起振力あたりの応答は 220 gal/t に増大し、その共振峰の形は非常に鋭くなっており、580cpm および 640cpm の場合に比較して 543cpm と 557cpm の共振峰は、起振力の大きさによって共振峰の高さと形状がかなり異なっている。ここで主機振動が最大振幅を示す上記の共振振動数 543cpm と 557cpm を横軸にとり、計測された振幅を縦軸にとり、単位起振力あたりの応答を円で表わすと Fig. 4 が得られ

る。すなわちブレイシングがない状態で主機頂部の共振振幅が 0.27 mm では、共振振動数が 543cpm、単位起振力あたりの応答は 120 gal/t であり、主機共振振幅が 0.11 mm では、共振振動数は逆に 557cpm に上昇し、単位起振力あたりの応答も 220 gal/t に増大している。

2.4 海上運転時計測

海上試験時に、主機振動における防振対策効果の確認とブレイシングの影響を把握するために、ブレイシングが無い状態、主機前後にブレイシングを装着した状態および主機前方のみにブレイシングを装着した状態について、主機架構、軸系および船体の振動特性を調査した。なお主機左右振動用の防振油圧ダンパーは常時装着した。振動計測は上記の各計測状態について、主機回転数 60~129rpm の間を 2rpm ピッチで上昇、整定させながら連続して計測を行った。これら各状態での上部構造前後振動、主機架構前後振動および船尾上下振動における軸回転数の 4 次成分 (4N 成分) と 8 次成分 (8N 成分)

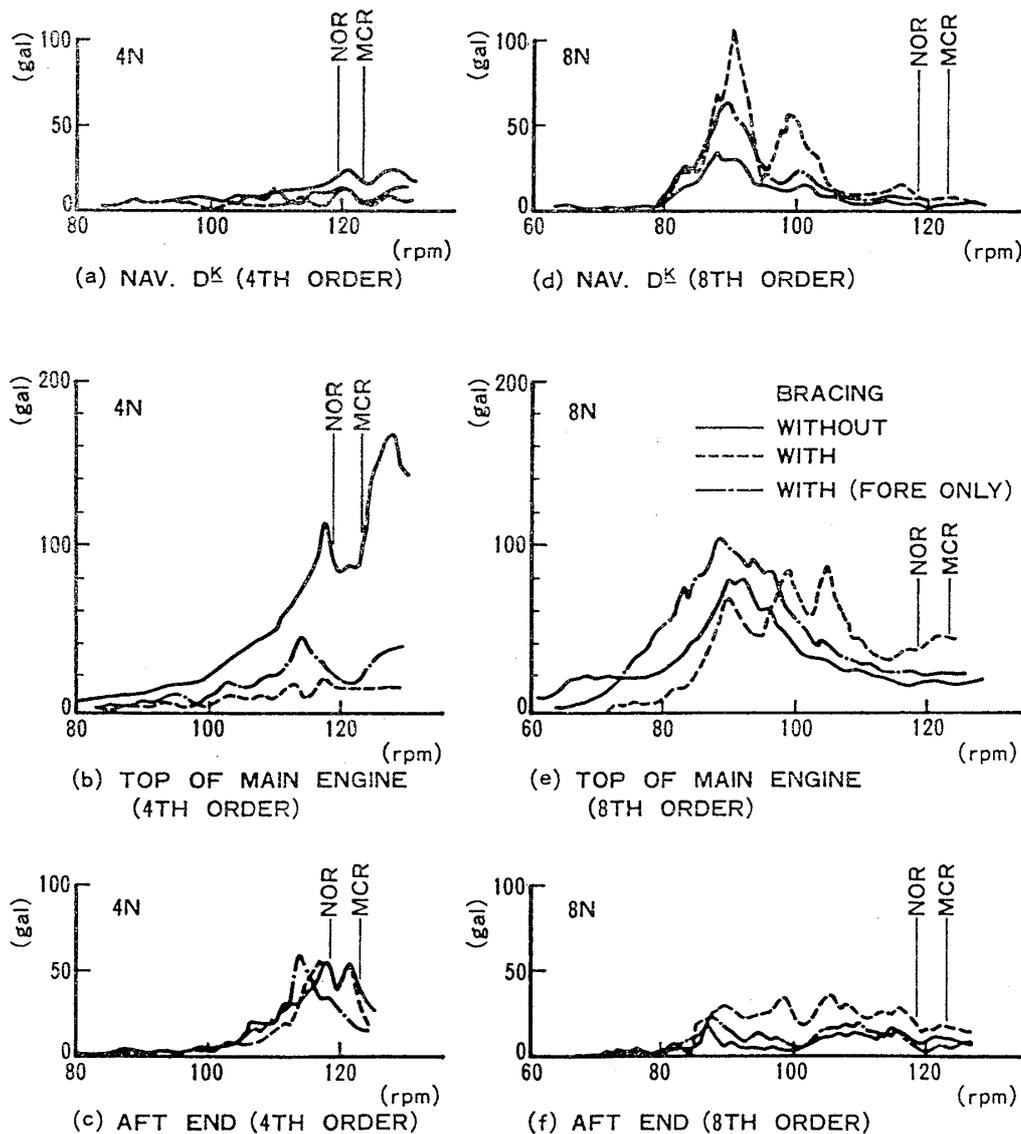


Fig. 5 Measured response curve of superstructure, main engine and ship stern in sea trial.

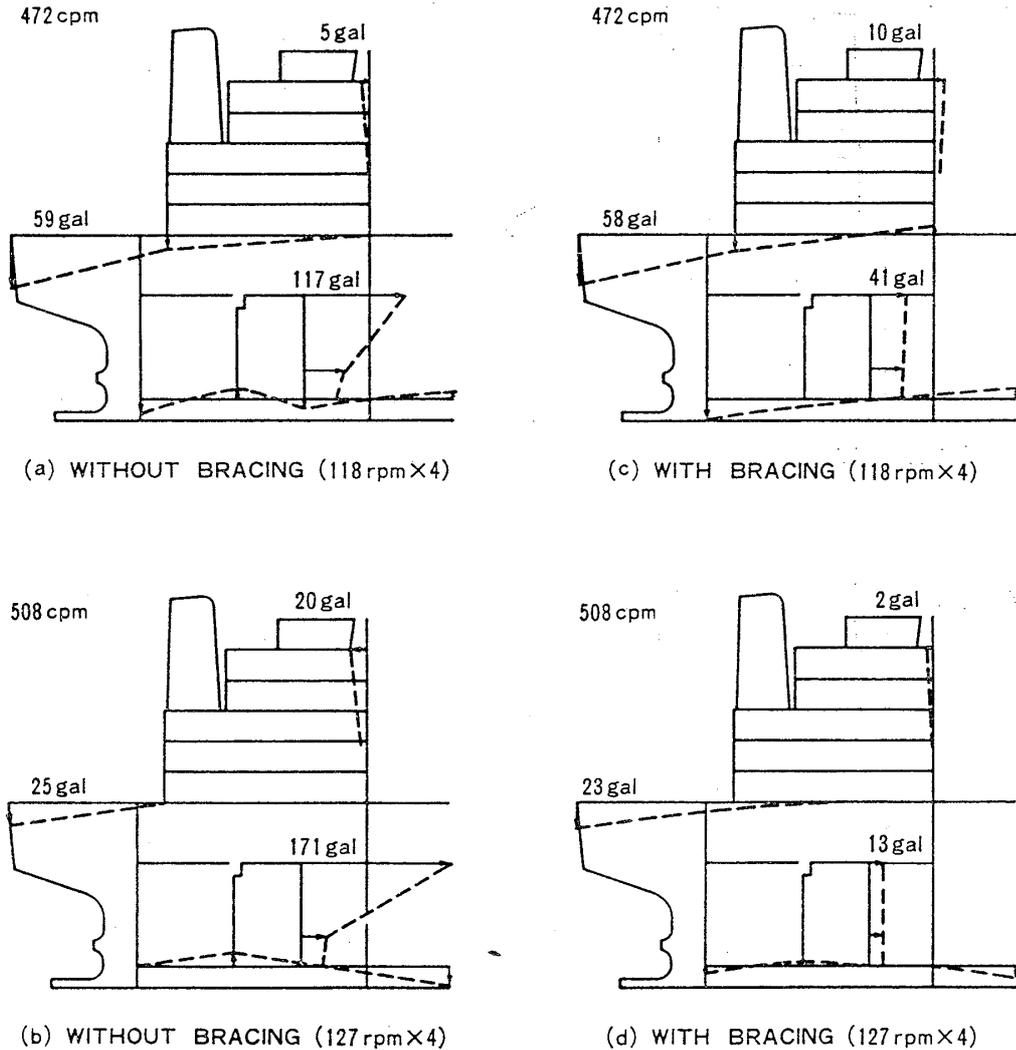


Fig. 6 Measured vibration mode of engine and after ship body in sea trial. (4 TH order)

を Fig. 5 に示す。

Fig. 5 (a) (b) (c) に示す 4 次成分では Fig. 5 (b) のブレーシングがない時の主機振動の 472cpm (118rpm × 4) と 508cpm (127rpm × 4) に大きな共振峰が見られる。この時の振動モードはブレーシングを主機前後に装着した場合と比較して Fig. 6 に示している。一方, Fig. 5 (d) (e) (f) の 8 次成分では Fig. 5 (d) に示すように上部構造前後振動の 720cpm (90rpm × 8) および 784cpm (98rpm × 8) に大きな共振峰が見られる。この時の振動モードについてブレーシングの有無を比較して Fig. 7 に示している。

4 次成分の応答特性については, Fig. 5 (b) に示すようにブレーシングなしの時での 472cpm (118rpm × 4) と 508cpm (127rpm × 4) の主機振動の共振峰は, ブレーシングを付けると振幅が非常に低減されている。すなわちブレーシングがない状態では常用回転数近傍で主機振動の 4 次成分は最大 171gal に達しているが, ブレーシングを主機前後に装着後は常用域に顕著な共振峰はみられ

ず, 応答も 10gal 程度で 1/10 以下に減少しており十分な防振効果が得られている。472cpm におけるモードは Fig. 6 (a) (c) に示すように, ブレーシングの有無にかかわらず船尾上下振動が約 60gal と比較的大きい。一方, 508cpm のモードは Fig. 6 (b) (d) に示すように主機前後振動が 171gal と最も大きく, ブレーシングを装着すると 13gal に減少している。また, 船体振動はいずれの場合も比較的小さい。

次に 8 次成分についてはまず Fig. 5 (d) に示すように, ブレーシングの有無にかかわらず, 上部構造は 90rpm と 98rpm に 8 次成分の共振峰があるが, ブレーシングを装着した場合には, ブレーシングがない状態に比べ, 上部構造振動が増加して共振峰が高くなっている。一方 Fig. 5 (e) に示すようにブレーシングがない時の主機振動は 90rpm に大きな共振峰があるが, ブレーシングを主機前後に装着すると 90rpm 以外にも 98rpm, および 105rpm に共振峰を生じている。このうち 98rpm の共振峰は上部構造前後振動と船尾上下振動の共振峰

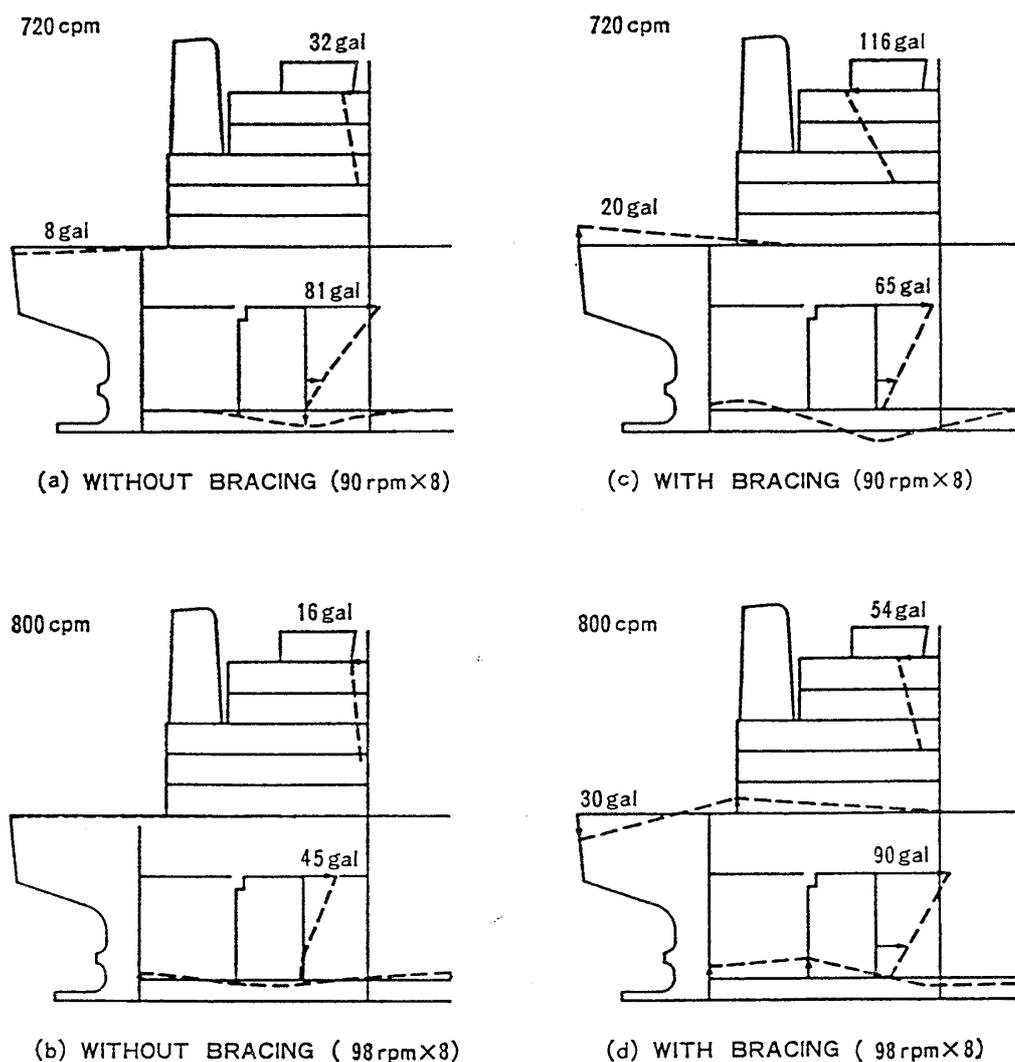


Fig.7 Measured vibration mode of engine and after ship body in sea trial. (8 TH order)

に、105rpmの共振峰は船尾上下振動の共振峰にそれぞれ対応しており、ブレイシングを主機前後に装着することにより、上部構造前後振動や船尾上下振動などの船体構造振動と主機振動とが連成していることがわかる。またブレイシングを主機前部のみに装着した場合は Fig. 5 (e) に示すように 100rpm 前後の共振が消え、その代わりに 90rpm 近傍の共振峰のすそのが広がり全体的にブレイシングがない時に比べ応答がやや増大している。このようにブレイシングの装着状態により主機前後振動応答特性はかなり異なっている。

次にクランク軸先端の縦振幅および振れ角について4次成分については Fig. 8 に、8次成分については Fig. 9 に示す。計測はブレイシングがない状態および主機の前後にブレイシングを装着した状態について実施している。Fig. 8 (a) に示すようにクランク軸先端の縦振幅の4次成分は、回転数とともに増加して、常用回転数域で 80gal 程度である。118rpm (4次成分) 近傍で応答に山谷がみられるが、これは Fig. 5 (b) に示す主機振動

の共振峰に対応している。ブレイシングを主機前後に装着した方がブレイシングがない場合に比べ軸縦振幅が大きく、軸の縦振幅にブレイシングの有無の差が現われている。一方 Fig. 8 (b) に示すように、クランク軸先端の振れ角の4次成分は低回転数域から、常用回転数域にかけて漸減している。軸の振れ角についてはブレイシングの有無による差はほとんどない。

次に8次成分のクランク軸の振幅については、Fig. 9 (a) に示すように、クランク軸先端の縦振幅は回転数とともに波打ちつつ増加している。ブレイシングがない時は 90rpm 近傍の共振曲線に盛り上がりが見られる他、115rpm で最大振幅 120gal を示している。ブレイシングを主機の前後に装着すると、最大振幅は 125rpm, 165gal に増加している。また 90rpm~105rpm 間に3個の共振峰を生じている。これらは Fig. 5 (e) に示した主機前後振動の共振峰に対応している。このように、軸の縦振動には、4次成分の場合と同様にブレイシングの有無の差があらわれており、ブレイシングを装着した

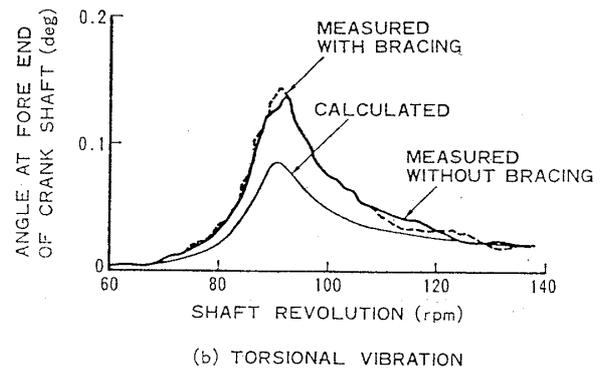
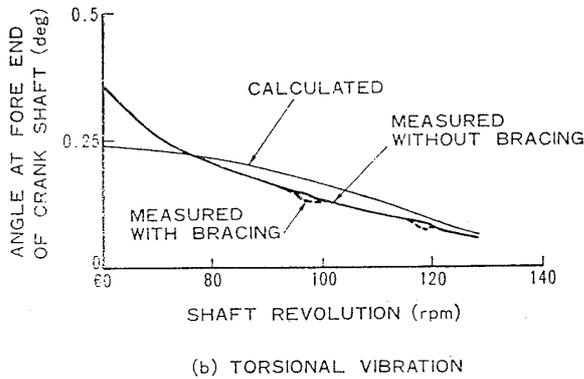
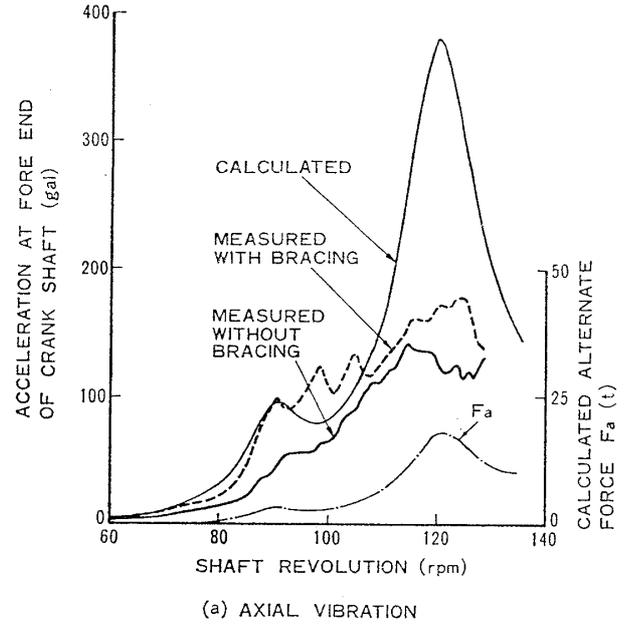
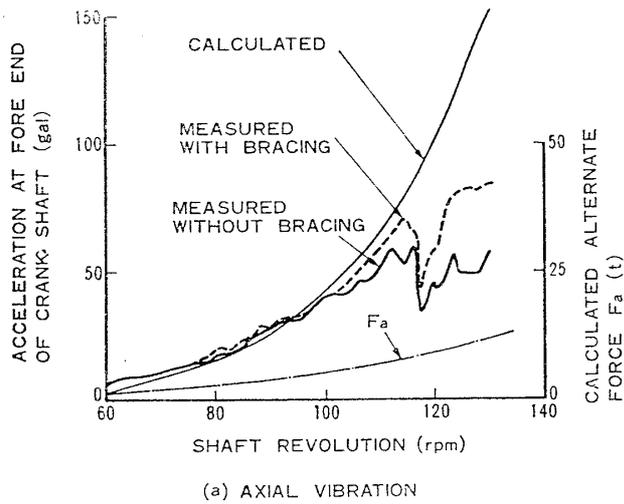


Fig. 8 Measured and calculated response curve of shaft fore end. (4 TH order)

Fig. 9 Measured and calculated response curve of shaft fore end. (8 TH order)

方が振幅は大きくなっている。また、最大振幅を示す共振点が 115rpm から 125rpm へ上昇している。一方 Fig. 9 (b) に示すように軸の振れ振動は 720cpm (90 rpm×8) に大きな共振峰がみられる。この時、軸の縦振動は 80rpm から 90rpm にかけて急増し、90rpm に共振峰がないと仮想した時の応答レベルより、90rpm 近傍で応答が約 1.5 倍程度に増加しており、軸系振れ振動共振の影響を受けているものと思われる。また軸のねじれ角については、プレーシングの有無による差は 4 次成分の場合と同様にほとんどない。

行い、実船計測結果と比較して主機架構を励振する軸振動特性について調べた。本章に軸振動計算の内容と結果を述べる。

3 軸系縦振れ連成振動特性の計算

軸系の振れ振動に伴い、縦振動が生ずることは、時に実船で経験されるが、本船でも Fig. 9 に示すように振れ振動に伴い縦振幅が計測されている。このような現象は、ディーゼル船ではクランクローの構造特性が原因として説明されている^{2)~4)}。また、タービン船では、プロペラ流体反力の影響が挙げられている⁵⁾。本報告では前記の 4 気筒機関船について軸の縦振れ連成振動計算を

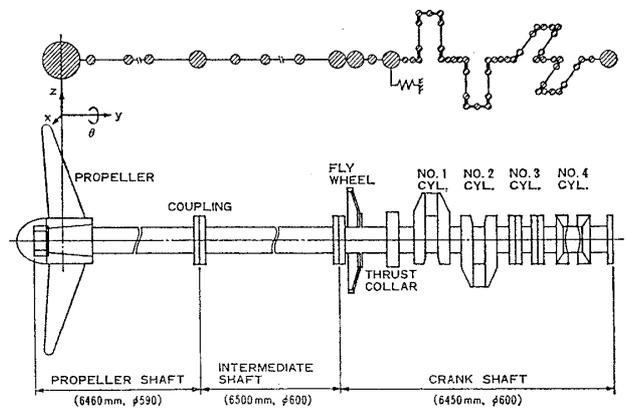


Fig. 10 Calculation model of coupled torsional and longitudinal shaft vibration.

3.1 計算モデル

プロペラからクランク軸先端までの軸系を連続な屈曲した梁構造にモデル化した。計算モデルの概要をFig. 10に示す。計算モデルの各部材には当該部の曲げ剛性、せん断剛性、伸縮剛性および捩れ剛性を考慮した。なおクランク部は厚板と軸の結合体であるので一部に剛体梁を設けて、クランクウェブとクランクピンの有効スパンおよび有効断面積を考慮した。前後方向の質量として、プロペラ、プロペラ軸、中間軸、クランク軸、クランクウェブ、クランクピンなどの質量をおのおの当該部へ与えた。この時プロペラ付加水重量はプロペラ重量の60%を考慮し、またプロペラの慣性モーメントには付加水影響を30%考慮した。クランク部の慣性モーメント I_C は設計慣用に従って次式により求めた。

$$I_C = \left(\frac{1}{2} M_V + M_R \right) R^2 \quad (2)$$

I_C : クランク部の慣性モーメント

M_V : 往復部の質量 (ピストン質量, 連接棒質量の2/3)

M_R : 回転部の質量 (クランクピン, クランクウェブ, クランクジャーナルおよび連接棒質量の1/3)

R : クランク半径

軸系の支持条件として各軸受部では軸受中央点で軸の上下, 左右変位を支持し, 回転と前後変位を自由とした。クランク軸受部の油膜および軸受の弾性支持剛性は無視した。推力軸受部では前後方向に推力軸受台の撓み剛性によるバネで支持した。本計算での推力軸受台のバネ定数は従来機関の実績を参考にして 150t/mm を用いた。

3.2 軸系縦捩れ連成固有振動計算結果

3.1 節に示した計算モデルを用いて軸系縦捩れ連成固

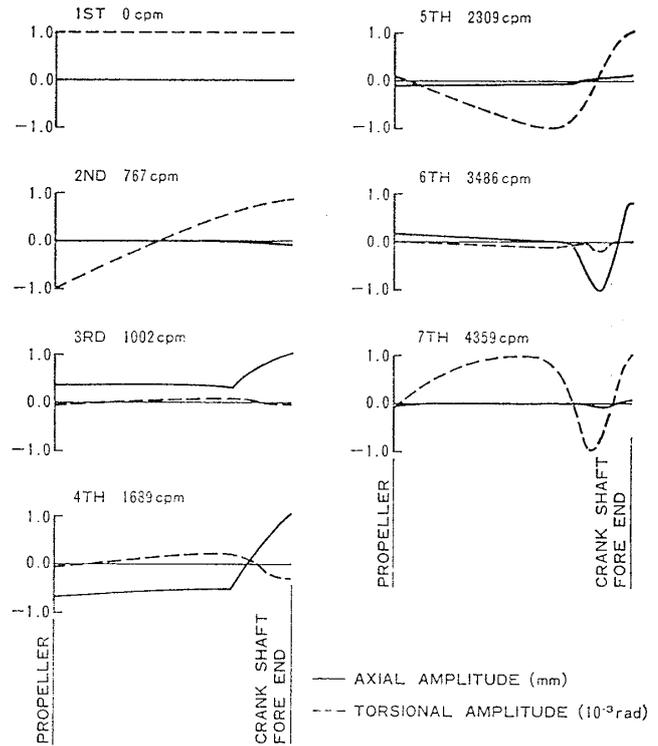


Fig. 11 Calculated vibration mode of shaft.

有振動計算を行った。計算は汎用の骨組計算プログラムを用いた。振動数, 主要点での比振幅などの固有振動特性を, 実測された振動数と比較して Table 3 に示す。各振動数での縦振幅と捩れ振幅のモードを Fig. 11 に示す。Table 3 に示すように計算と実測の振動数はほぼ一致しており, 軸の捩れ1節振動数計算値は767cpmで, Fig. 9 (b) の実測値720cpm (90rpm×8) に比べて6%高めである。縦0節振動数計算値は1002cpmで, Fig. 9 (a) での実測値920cpm (115rpm×8, ブレーシング

Table 3 Calculated and measured frequency and mode of coupled torsional and longitudinal vibration of shaft

MODE	1ST	2ND	3RD	4TH	5TH	6TH	7TH	
	TORSIONAL VIB. 0-NODE	TORSIONAL VIB. 1-NODE	AXIAL VIB. 0-NODE	AXIAL VIB. 1-NODE	TORSIONAL VIB. 2-NODE	AXIAL VIB. 2-NODE	TORSIONAL VIB. 3-NODE	
CALCULATED FREQUENCY (cpm) f_c	0	767	1002	1689	2309	3486	4359	
AMPLITUDE *1)	PROPELLER	y_P	-7.9×10^{-3}	0.37				
		θ_P	1.0	-4.6×10^{-2}				
	THRUST SHAFT	y_T	-7.5×10^{-3}	0.34				
		θ_T	1.0	7.0×10^{-2}		REMARKS		
	FORE END OF CRANK SHAFT	y_C	-6.5×10^{-2}	1.0		*1) y in mm θ in 10^{-3} rad		
		θ_C	1.0	-2.73×10^{-2}				
ALTERNATE FORCE (ton) F_a		1.1	51		*2) WITHOUT BRACING *3) WITH BRACING			
MEASURED FREQUENCY (cpm) f_m		720 (90rpm×8)	920 (115rpm×8) *2) 1000 (125rpm×8) *3)					
f_m/f_c		0.94	0.92 1.0					

無)と1000cpm(125rpm×8, ブレーシング有)との平均値, 960cpmに比べて4%高めである。これは計算モデル化などの影響によるものと思われるが, このような連成計算としては, ほぼ妥当な結果と考える。

Fig. 11はプロペラからクランク軸先端までの振れ角(10⁻³rad)と縦振幅(mm)との関係を各モードごとに表わしたものである。

軸系縦振れ振動連成固有振動計算より縦0節振動に伴う振れ角は, Table 3の3rdモードに示すようにクランク軸前端的縦振幅が1mmの時, 2.73×10⁻⁵ラジアン(1.56×10⁻³度)と非常に小さい。しかし振れ1節振動が生じた時, 軸前端的の振幅はTable 3の2ndモードに示すように振れ角0.85×10⁻³ラジアンに対して縦振幅は6.5×10⁻²mm, すなわち, 振れ角1度に対して縦振幅は1.33mmである。またこの時の推力軸受位置での軸の縦振幅は0.15mmであり, 軸振動による変動推力(推力軸受に作用する前後方向振動慣性力)は, この値に推力軸受台剛性150t/mmを剰じて求めると23トンに達する。このような変動推力は従来軸系縦振動については, 設計段階において通常検討されるものであるが, このように軸系の振れが縦振動と連成した場合にも, 縦振動慣性力を生じる可能性があることが推測できる。

3.3 軸系縦振れ連成振動応答計算

3.2節に示した軸系縦振れ連成振動計算より得られた固有振動特性を用いてプロペラ起振力および主機起振力による応答計算を実施した。プロペラ起振力としては準定常理論によるプロペラスラスト変動およびトルク変動を考慮した。また主機起振力として高次ガス圧変動によるクランク軸開閉力とトルクハーモニックスを考慮した。ここでクランク軸開閉力は次のAnderssonの式⁶⁾を用いて, 半径力を開閉力に変換した値を用いた。

$$P_a = C \cdot \frac{B}{\theta_m R} \cdot P_r \quad (3)$$

P_a : クランク開閉力

P_r : 半径力

B : クランクピン長さ

R : クランク半径

$$\theta_m = \frac{1}{m} \sum \theta_i$$

m : シリンダー数

$$\theta_i = \frac{1}{2} \cos^2 \frac{\alpha_n}{2}$$

α_n : 隣接ウェブの平均角

c : 実験係数

トルクハーモニックスは接線力とクランク半径を用いて次式に示す値を用いた。

$$Q = P_T \times R \quad (4)$$

Q : トルクハーモニックス

P_T : 接線力

Table 4 Propeller shaft force and Engine exciting force

		EXCITING FORCE		PHASE (deg)	REMARKS
PROPELLER SHAFT FORCE	THRUST VARIATION (t)	ZN	4.4	-35	BALLAST CONDITION $d_m = 5.2m$ $\Delta = 19000t$ $N = 123rpm$ $Z = 4 : NO. OF BLADES$
		2ZN	0.06	-22	
	TORQUE VARIATION (t·m)	ZN	2.18	-39	
		2ZN	0.03	-11	
ENGINE EXCITING FORCE	RADIAL FORCE (t)	4N	24.5	-32	MEAN INDICATED PRESSURE $P_{mi} = 15.64kg/cm^2$ $N = 123rpm$
		8N	5.8	-95	
	TANGENTIAL FORCE (t)	4N	16.5	-109	
		8N	2.1	-150	

これらの起振力の大きさと, No.1 シリンダーが上死点にある時を基準にした位相をまとめてTable 4に示す。応答計算は, モード重畳法によるモーダル解析法を用いた。応答計算に際し振動数以外のモーダルパラメータ, すなわち, 有効重量, 固有振動モードは3.2節の軸系縦振れ連成振動計算結果を用いた。振動数は前述した4~6%の誤差を考慮して実測の振動数にあわせている。なお軸振動の減衰については不明な点が多いので本計算では振動モード, 周波数にかかわらず対数減衰率を0.3とした。計算で得られたクランク軸前端的の縦振幅と振れ角を4次成分および8次成分について実測と比較してそれぞれFig. 8, Fig. 9に示した。

Fig. 8(a)は4次成分の軸縦振幅を示すが, 軸回転数の上昇とともに応答が増加する実測と計算の傾向はほぼ一致している。しかし115rpmを超えると実測に比べて計算の方が大きくなっている。またFig. 8(a)に軸縦振動慣性力によって推力軸受台に働く, 変動推力の計算値 F_a を示す。 F_a は軸回転数と共に増加し, 常用域で約10トンに達している。一方Fig. 8(b)には, 4次成分の軸の振れ角を示す。軸回転数が増加するに従って振れ角が減少する実測と計算の傾向は良く一致している。低回転数域の方が高回転数域よりも, 振れ角が大きくなっているが, これは軸の振れ0節振動モードの影響である。

Fig. 9(a)(b)には8次成分の軸の縦振幅と振れ角の計算と実測を比較して示す。Fig. 9(a)(b)より, 振れ1節振動の共振点720cpm(90rpm×8)で軸の縦振幅にも共振峰が生じており, 実測の傾向と一致している。また軸の縦振幅に対応して, 計算された変動推力 F_a は, 縦振動の共振点(120rpm×8)以外にも軸の振れ共振点(90rpm×8)でも大きくなっている。縦0節振動の共振点960cpm(120rpm×8)近傍では, 振れ振動に計算では明確な共振峰は得られていないが, 実測では縦振動の

影響がやや認められる。

4 結果の考察

4.1 主機架構前後振動数

主機架構の船上起振機実験の結果、Fig. 1 に示したように、ブレーシングがない状態の主機振動応答曲線には、543cpm の他に 580cpm、および 640cpm に比較的大きな共振峰を生じたが、これらは Fig. 2 (a) (b) に示したように、上部構造および二重底にも対応した共振峰が現われており、主機振動に対する船尾構造の連成影響と考えられる。主機振動数としては 2.3 節に述べた振動応答の大小関係から 543cpm がこの状態での主機前後振動数と考えられる。その他の場合も含めて主機前後振動数を Table 2 に整理して示した。

起振力を変えた主機起振機実験によれば、Fig. 1, Fig. 2(c) および Fig. 4 に示すように振幅が大きい場合には、振幅が小さい場合と比較して、共振振動数と単位起振力当りの応答が共に減少していることがわかった。共振曲線の共振峰の形も左右非対称となり、ソフトスプリングによる非線形特性と思われる傾向が認められる。本実験では起振力を 4 倍にすると、振動数は 557cpm から 543cpm に 3% 低下し、単位起振力当りの応答は 220 gal/t から 120 gal/t に 45% 減少した。これは主機関のエンジンベッド、架構、シリンダージャケットなどの架構組立部および二重底との結合部などのボルトによる組立構造の特性として、振幅が大きくなると剛性低下と減衰増加が生じて、主機振動数の低下と単位起振力当りの応答が減少したものと思われる。また衝撃加振実験は加振力が小さいので、起振機実験で加振力が小さい場合の振動数と良く一致している。

一方、航走時の主機振動は 2.4 節に示した結果から 480cpm 前後の共振峰は船体振動の影響と考えられ、508cpm がブレーシングなしの状態での主機前後振動数と考えられる。前記の 543cpm よりもさらに低下しているが、これは起振機実験で起振力の大きい場合よりもさらに振幅が大きいため影響や、船体および軸系の状態の差の影響と考えられる。

このように各状態での主機前後振動数は、Table 2 に示したように陸上運転時、岸壁係留中、航走中さらに起振状況で振動数はそれぞれ異なっている。陸上と船上搭載時では、当然据付基部特性の差異が、係留時は海上運転時と比較して、軸系の影響、静止時と運転稼働時の差、水深の影響、船体状態の差がある。したがって、主機振動数を考える場合には、主機の状態を常に考慮した比較整理が必要と思われる。

次に第 1 報で示した主機振動数の略算法による結果を実測と比較した。まず、主機を剛体とした時の二重底 S

字形モードの振動数推定値 767cpm と、基部を固定と考えた主機単独の弾性振動数推定値 670cpm にダンカレーの式を用いた第 1 報の方法による振動数推定値は 505cpm である。これは、第 1 報と同様に航走中の実測振動数 508cpm に、ほぼ一致しており簡略推定法の妥当性を確認した。

4.2 主機振動に及ぼすブレーシングの効果

2.3 節で述べたように、起振機実験では主機前後にブレーシングを装着することにより、主機前後振動数は 543cpm から、612cpm へと 13% 上昇し、振幅は逆に 1/7 以下に減少した。航起中の計測結果も Fig. 5 (b) に示すように、ブレーシングなしの状態においては 508cpm (127rpm×4) で 171gal の共振を示していたが、ブレーシングを装着することにより、共振振動数は常用回転数範囲外へ上昇したものとみられ、計測された最大応答も 1/10 以下に減少しており、第 1 報に示した 5 気筒機関の場合と同様に十分なブレーシングの制振効果が確認できた。

4.3 ブレーシングによる振動の伝達と防振対策

前述したようにブレーシングは主機前後振動数の上昇、振動応答減少には効果があるが、一方では船殻構造の振動を増加させる影響があるものと思われる。Fig. 5 (d) に示したようにブレーシングを装着後、90rpm (8 次成分) と 98rpm (8 次成分) で、Fig. 5 (e) の主機振動の応答曲線の変化に対応して上部構造の振動が増加している。このうち 90rpm (8 次成分) の共振峰の原因は 3 章および 4.4 節に示すように軸振れ振動共振の影響が増加したものと思われる。すなわち Fig. 9 (b) に示したように 720cpm (90rpm×8) に軸振れ振動の共振点があり、振れ振動に伴う変動推力に誘起された主機前後振動がブレーシングを介して船体構造へ伝達されたものと考えられる。一方、98rpm および 105rpm の 8 次成分の主機の共振峰の原因は、ブレーシングにより主機を含めた船尾部全体の振動特性が変化して生じた連成振動と思われる。

このようにブレーシングの装着状態と船体構造の振動応答とはかなり密接な関係があると思われる、ブレーシングの状態を調節することによって、上部構造の応答を制御できるものと考えられる。本船では具体的な実船対策として、主機のブレーシング装着を前方のみ装着することにして、90rpm (8 次成分) および 98rpm (8 次成分) での上部構造の応答を減少させた。このとき主機の振動は船体構造との結合状態の変化を受けて、98~105rpm での共振振動数が低下し、90rpm での軸振れ振動共振による振動と重畳したものとみえ、ブレーシングなしの状態よりもやや主機振動が増加したが十分許容限界以下であった。主機振動と船体構造との上記の連成現象には

ブレイシングが大きく影響して、極めて複雑な現象を呈しており、その振動特性は今後解明すべき課題と考えられる。

4.4 軸系縦振れ連成振動とその影響

3章で Table 3 および Fig. 11 に示したように、軸縦振動と軸振れ振動が連成し、振れ1節振動数において、縦方向の振動モードが得られた。連成状況はプロペラ起振力および主機起振力を考慮した軸振動応答計算からも確認され、計算結果ほど明確ではないが実測でも同様の現象が計測されている。軸系の縦振れ連成振動計算によれば、軸前後方向の振動慣性力が、変動推力として、推力軸受台に作用している。この力は軸共振点で極大値を示す他、軸回転数と共に増加している。最近の少数気筒機関のように、常用域近くに、主機前後振動共振点がある場合には、この変動推力が、前後起振力となって主機振動を誘起しているものと考えられる。したがって常用回転域からの主機振動数の共振回避が大切である。この共振回避が不十分な場合には軸振動による変動推力を小さくするために軸系の振動数を常用域から十分離すことが望ましいと考えられる。

次に軸縦振動にもブレイシングの影響があることが Fig. 8, Fig. 9 よりわかる。ブレイシングを装着した方がない場合に比べて軸縦振動数が、増加している。これはブレイシングにより主機の撓み剛性が増加して、推力軸受台のバネ定数が見かけ上、増加した影響が一因と考えられるが、応答量の増加の原因などと共にブレイシング、主機、軸系、船体の連成特性が今後の課題である。軸系連成振動計算は全体的な傾向は実測に良く一致しており、計算モデルの妥当性をほぼ確認したが、詳細にみると縦振動では、計算値の方が実測に比べてやや大きく、ねじれ振動は逆に計算の方がやや小さい。これらの実測との差の原因としては計算は軸単独であり、主機関との連成を考慮していないこと、計算に用いた主機およびプロペラの起振力の精度、減衰率の精度などの問題の他、4翼プロペラのスラスト変動、トルク変動以外の起振力や、軸振動に伴うプロペラ流体反力^{5),7)}の影響などがある。精度向上のために、今後これらの影響を考慮した現象検討および各起振力の寄与度などさらに詳細な検討を行いたい。

5 む す び

少数気筒機関の架構前後振動に関して、34000D/Wトンバルクキャリアに搭載された4気筒機関で各種振動実験を実施し、その振動特性および防振対策の効果とその影響について調査した。その結果、主機架構前後振動において振幅の増加にともない共振振動数が低下する非線形性が認められた。主機振動に対するブレイシングの効

果として、振幅の低減が大きく、本主機では約1/10に回答が低減された。また振動数に対する効果として約15%の上昇が得られた。主機振動を励振する要因として軸系縦振れ連成振動に伴う縦振動慣性力の影響が認められ、実測および計算においてこのような傾向が確認できた。

主機振動の防振を目的にとりつけられたブレイシングは装着状態によっては、主機、軸系の振動を船殻構造へ伝え、場合によっては上部構造に大きな振動を伝えることがわかった。本船の場合、720cpm(90rpm×8)に軸振れ1節の共振点があり、主機およびブレイシングを介して上部構造へ振動が伝達された。実船対策としては、主機のブレイシングを前方のみに装着することにして、上部構造振動応答の低減をはかった。このようにブレイシングの装着状態を調節することにより上部構造の応答の制御が可能であることを明らかにしたが、今後はブレイシングの設置に際して、主機振動のみならず軸系の振動や船体構造振動特性と組み合わせた推定精度の、向上を計りたい。

また、本報告では4気筒機関における主機振動の実験結果を述べると共に軸系縦振れ連成振動計算を行って主機振動に対する影響を調べた。

これらの計算においてはモデル化、起振力、減衰率などに改善の余地があるが、大体の傾向は実測とほぼ一致している。今後これらの精度向上と共に上記のごとく軸、主機、船体の連成特性の検討などにより主機振動対策の最適化を追求したい。

終りに本研究に際し横浜国立大学津田公一教授の御指導を賜ったことを記して謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 香川, 藤田, 北村: 大型超低速船用ディーゼル主機の振動(第1報), 日本造船学会論文集, 第154号, (昭和58年12月).
- 2) 全, 津田: 船用往復内燃機関軸系縦ねじり連成自然振動の理論的解析, 日本船用機関学会誌, Vol. 4, No. 7 (昭和44年9月).
- 3) 新井: クランク軸系の振動, 日本船用機関学会, 昭和58年9月月例講演会(昭和58年9月).
- 4) 三木, 松本: 船用大型ディーゼル機関の縦振動に関する一考察, 日本船用機関学会誌, Vol. 2, No. 2 (昭和42年4月).
- 5) S. Hylarides and W. van Gent: Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibrations, Conference on Operational Aspects of Propulsion Shafting Systems, IME, (1979-5).
- 6) G. Andersson: Axial vibration and measurements of crank shafts, International Shipbuilding Progress, 10-107, (1963-7).
- 7) 藤野: 軸振動により誘起されるプロペラ流体力, 関西造船協会誌, 第192号(昭和59年3月).