

本研究は、モーターボート競走公益資金による(財)日本船舶振興会の補助金を受けて実施したものである。

## 第200研究部会第14分科会

### 船体振動応答予測の精度向上に関する調査研究

#### 報 告 書

昭和60年3月

社 团 法 人

日本造船研究協会

## はしがき

本報告書は、日本船舶振興会昭和59年度補助事業として、日本造船研究協会第200研究部会第14分科会において実施した「船体振動応答予測の精度向上に関する調査研究」の成果をとりまとめたものである。

### 第200研究部会第14分科会委員名簿（敬称略、五十音順）

部 会 長	山本 善之	(横浜国立大学)	
委 員	伊藤 隆章	(住友重機械工業)	井上 武彦 (日立造船)
	香川 洋二	(三菱重工業)	鶴井 紀之 (川崎重工業)
	佐藤 博一	(日本鋼管)	沢柳 政弘 (三井造船)
	杉田 進一	(日本鋼管)	田中 修 (三井造船)
	田中 清隆	(日本海事協会)	永元 隆一 (三菱重工業)
	松本 瓦平	(日立造船)	吉田 靖夫 (石川島播磨重工業)
討議参加者	阿部 孝三	(住友重機械工業)	太田 敬 (日本鋼管)
	小倉 尚基	(三井造船)	亀井 前人 (日立造船)
	谷田 宏次	(石川島播磨重工業)	原 忠彦 (三菱重工業)
	河地 三郎	(住友重機械工業)	近藤 公男 (日立造船)
	藤田 一誠	(三菱重工業)	前田 悟 (石川島播磨重工業)
	南 真和	(三井造船)	

## 目 次

緒 言 .....	1
第 1 章 船体振動応答の振動解析モデル .....	2
1. 1 船体振動解析の必要性 .....	2
1. 2 振動解析モデル .....	5
1. 3 Vibration Parameterの評価 .....	7
1. 4 解析例 .....	8
第 2 章 上部構造の振動 .....	27
2. 1 固有振動数推定法 .....	27
2. 2 振動応答解析の問題点 .....	29
付 錄 上部構造の固有振動数推定法（アンケート結果） .....	31
第 3 章 船体後部の振動 .....	38
3. 1 概 要 .....	38
3. 2 文献による調査 .....	38
3. 3 今後の課題 .....	40
3. 4 文獻調査 .....	43
第 4 章 主機架構前後振動と振動伝達 .....	64
4. 1 主機架構前後振動実績の調査 .....	65
4. 2 主機架構の構造方式の調査 .....	70
4. 3 主機架構前後振動計算法 .....	72
4. 4 軸系緩振れ遮成特性の検討 .....	80
4. 4. 1 クランク軸緩振れ遮成機構 .....	80
4. 4. 2 プロペラ流体反力 .....	85
4. 5 まとめ .....	86
4. 5. 1 主機架構前後振動における問題点 .....	86
4. 5. 2 主機架構前後振動の発生と振動伝達のフロー .....	88
4. 5. 3 今後の検討課題 .....	90
4. 6 参考文献 .....	92
4. 7 付 錄 主機架構構造方式の分類 .....	97
第 5 章 主機防振ステー .....	106
5. 1 ステーの設計 .....	106
5. 2 ステーの船体振動へ及ぼす影響 .....	107
5. 3 主機の振動許容値 .....	107
5. 4 主機の振動許容値及び防振ステーに関するアンケート結果 .....	108
第 6 章 機関室関係のダンピング .....	112
6. 1 はじめに .....	112
6. 2 ダンピングの分類 .....	112
6. 3 振動応答計算の現状と問題点 .....	114

6 . 4	主機架構ダンピングの調査	116
6 . 5	ダンピング査定法の問題点	116
6 . 6	主機架構振動応答の推定	122
6 . 7	ダンピング調査結果のまとめ	125
6 . 8	結び	126
第7章 実船振動計測法		129
7 . 1	概要	129
7 . 2	船体振動計測の調査 (Hull Girderの計測)	131
7 . 3	主機の振動計測の調査	138
7 . 4	局部振動計測の調査 (居住区画のローカル振動)	140
7 . 5	ISO 振動コードの取扱いについて調査	147
7 . 6	問題点と提言	151
第8章 振動に関する船級協会の考え方		152
8 . 1	序	152
8 . 2	船体振動に関する船級協会規則の主旨	152
8 . 3	機関関係の振動に関する日本海事協会の考え方	153
付録	(1) 鋼船規則抜粋 ; D編1章1.4.5海上試運転	154
	(2) " ; D編8章 軸系ねじり振動	154
	(3) 鋼船規則等の検査要領抜粋 ; D8 軸系ねじり振動	160
結言		162

## 緒 言

船体の振動は古くて新しい問題である。理論的・実験的に明らかにされている部分もあるが、いわゆるノウハウに属するものが多い。一方、船のトラブルの中で振動およびそれに関する騒音によるものがかなりのパーセントを占める。起ったトラブルを解決するための方法は必ずしも理論の裏付けがないので、試行錯誤を繰返し、その蓄積がノウハウになるが、このようなノウハウは一般性を欠くので、新しい形式の船型、機関に対応できない場合がある。このような実体の不明確さのため、船体の振動は本協会のテーマとしていつも話題になりながら、取り上げられなかった。

このたび第200研究部会は、この船体振動を取り上げ、その問題点を明確にし、「何を研究すれば、船体振動の本質に迫り得るか」を調査・検討するために、昭和59年度第14分科会を2ヶ年計画で発足させた。しかし、第200研究部会の解消に伴い、本分科会も1年間で結論をとりまとめることになった。このため多少不備な点もあるが、船体振動について「何が問題であるか」、「何がわかっていて、何がわかっていないか」がかなり明確になったものと思う。

# 第1章 船体振動応答の振動解析モデル

## 1.1 船体振動解析の必要性

船体振動解析には、大きく分類すると固有値解析、振動応答解析が挙げられるがこれらを実船の設計に適用する場合、解析モデルは各設計段階において要求される精度の程度及びその信頼度を考慮して選択する必要がある。

これらの振動解析の設計上の問題点を列記すると次のようになる。

### 1.1.1 固有値解析

解析により求められるもの	設計法	設計上の問題点
<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 固有振動数</li> <li>◦ 振動モード</li> <li>◦ 加速度応答係数</li> </ul>	共振回避設計 <small>(12), (13)</small>	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 共振を回避すべき起振外力の選定。</li> <li>◦ 共振回避範囲の設定 (1.1.3 参照)</li> </ul>

日立造船 松本互平

### 1.1.2 振動応答解析

解析により求められるもの	設計法	設計上の問題点
<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 定常单一周波数応答 単位起振力当たりの 振動加速度 ある周波数に対する 振動モード</li> <li>◦ 複数定常周波数応答 複数個の定常起振力 に対する振動加速度</li> <li>◦ 衝撃起振/ランダム振動応答 波浪衝撃など過渡 振動応答加速度</li> </ul>	(4)	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 起振力の大きさの算定</li> <li>◦ 複数起振力の場合、その 位相の算定</li> <li>◦ 振動許容値の設定</li> </ul>

### 1.1.3 設計設定値と計算精度

固有值解析、振動応答解析結果を設計に適用する場合、計算精度を考慮した設計設定値が必要である。この設定値は次のような考え方に基づいている。

#### (1) 共振回避範囲

共振回避設計では、対象起振外力の振動数にある範囲を考慮して回避範囲が設定される。これは、共振曲線の立ち上がり、外力振動数の変動、計算誤差などの不確定要素を考

括した設定値である。すなわち、  
対象構造の固有振動数( $f_0$ )、起振  
外力振動数( $f_B$ )、設定値( $\alpha$ )を  
用いて、

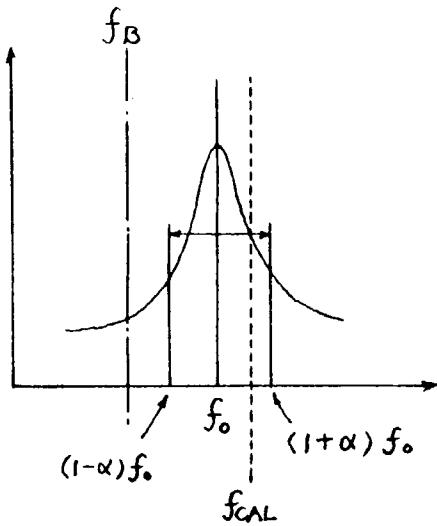
$f_B > (1+\alpha) f_0$  or  $f_B < (1-\alpha) f_0$   
を満足するように設計される。

設計的には、この $\alpha$ の値の設定  
が問題となる。

一方、計算精度は、

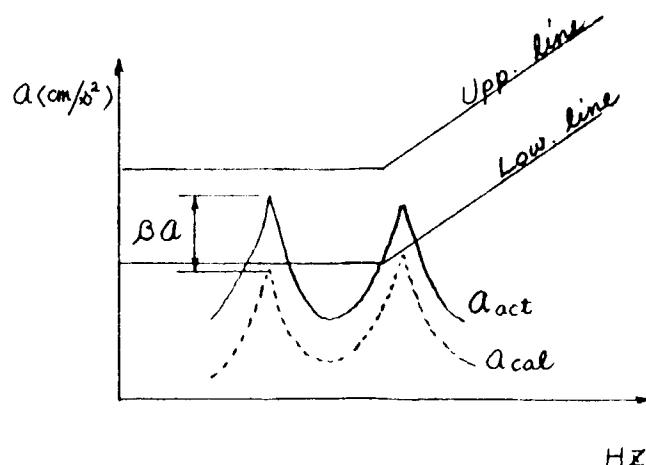
$$\beta = f_{CAL} / f_{ACT}$$

で表され、 $f_{CAL}$ は解析モデルによって異なる。 $\beta \rightarrow 1$ にするためには、 $f_{CAL} \rightarrow f_{ACT}$ とするための解析モデルの改良と実験値との比較が必要である。



## (2) 振動加速度の許容値

振動応答の許容値設定の場合も共振回避設計と同様、ターゲットとした許容値に対するある設定値が必要である。許容値は、ISO 6954 のガイドラインにそって決められる。例えば upper line を許容値にして lower line を設定値とする考え方がある。



## 1.2 振動解析モデル

船体振動解析に用いられている解析モデルと問題点を示すと次のようになる。

解析モデル	問題点
(1) 簡易計算式 (Empirical Formula)	<ul style="list-style-type: none"> <li>最近の船舶に関する実験式がない。</li> <li>計算精度が明確に示されていない。</li> <li>応答計算のダンピング係数 (<math>\delta_n</math>)、付加水質量を含む排水量 (<math>\Delta_1</math>)などの最近の実績が乏しい。</li> </ul>
i) 船体固有振動数 Schlick, Todd, 熊井の式 ii) 共振時の応答加速度 $a_n/F = C_n g \pi / (\Delta_1 \delta_n)$	
(2) One Beam Model 船体を一本の変断面梁にモデル化し、多自由度の振動系に置換して i) FEM Beam Element Model ii) Transfer Matrix Method iii) Multi Degree of Freedom Mass-Spring System として解析する。	<ul style="list-style-type: none"> <li>上部構造の振動系も同時に考慮する時、           <ul style="list-style-type: none"> <li>i) 上構モデル (梁モデル, Mass-Spring モデル)</li> <li>ii) 上構と船体との結合方法</li> <li>iii) 上構基部 (船体のモデル化)などの構造のモデル化。</li> </ul> </li> <li>船底振動の影響を考慮する場合など局部振動との連成を考慮する場合のモデル化。</li> <li>Non-beam Vibration のような高次の船体振動を対象とする解析モデル。</li> </ul>

解析モデル	問題点
<p>(3) 2-Dimensional FEM Model 船体を2次元膜要素にモデル化する。</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 上部構造より前の船体を梁要素にモデル化する場合、梁要素を用いる範囲及び結合法</li> <li>◦ 膜要素における Shear correction factor の考え方と算定方法。</li> <li>◦ 船尾部のみモデル化する場合の振動応答に与える影響。</li> </ul>
<p>(4) 3-Dimensional FEM Model 船体、上構、機関、軸系などをすべて考慮して3次元FEM要素を用いて解析する。</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ メッシュの分割法</li> <li>◦ 自由度の縮小法</li> </ul>

### 1.3 Vibration Parameter の評価

振動解析に用いる諸数値に対する問題点を示すと次のようになる。

インпут データ	問 題 点
(1)質 量	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 局部振動体の等価質量</li> <li>◦ タンク内流体質量</li> <li>◦ 刚体部の質量慣性モーメント (機関架構など) 3D-FEMでは自動的に考慮されるが簡単なモデルでは、この取り方がポイントになる。</li> </ul>
(2)付加水質量	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 固定質量として計算し、各有限要素に振り分ける。 固定質量は Landweber の2次元付加水質量に Lewis の2節振動に対する3次元修正係数を掛けたものを一率に用いる場合が多い。</li> <li>◦ 特異点分布法を応用した船体・流体連成振動解析の実用化</li> </ul>
(3)剛 性	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 船体を梁要素にモデル化する場合、高次モードに対する有効中の考え方。</li> <li>◦ 2D-FEM モデルの場合の Shear Correction</li> </ul>
(4)減 衰	<ul style="list-style-type: none"> <li>◦ Damping Matrix の形式</li> <li>◦ Damping の種類、構造別の取り込み方法</li> <li>◦ Damping の周波数依存性</li> <li>◦ Damping の大きさ</li> </ul>

## (5)起振外力

- フロペラ起振力の大きさ
- 軸系モデルなどの伝達機構のモデル化
- 次数起振力の位相組合せ

## 1.4 解析例

## 1.4.1 計算規模

1.2章に示した解析モデルによる計算規模の目安を次に示す。

解析モデル	手段	労力(日)	計算時間(秒)
(1) Empirical Formula	電卓	0.04	
(2) Beam Model	ハ・ソコン以上	3	50
(3) 2D - FEM	大型計算機	14	120
(4) 3D - FEM	3	60	6,000

## 1.4.2 計算例

振動解析の代表例を次に示す。

解析モデル	使用要素、要素数	主な解析結果	出典
梁モデル	船体及び上部構造を それぞれ1本の変断面 梁にモデル化  船体(56要素) 上構(7要素)	後出図(A)参照	NKK <sup>1)</sup>
梁モデル	船体を上甲板部と船 底部の2本の変断面 梁にモデル化し連成 影響を調査	後出図(B)参照	日立造船 <sup>2)</sup>
2D-FEM	船体を梁と膜要素の組 合せモデル及び膜要素 モデルを用いて船体振 動数を比較  要素数 227	機関室より後部 を膜要素、船体と 梁要素として組合 せモデルの精度が 最も良い。  後出図(C)参照	BSRA <sup>3)</sup>

\* 後出図(A)~(K)は P.14~P.25 に示す。

解析モデル	使用要素、要素数	主な解析結果	出典
3D-FEM (機関室を含む船尾部)	機関室より後部を3D-FEMにモデル化した固有振動数解析	5節以上の振動数はあまり良く一致していない。 後出図(D)参照	注重 <sup>4)</sup>
	機関室より後部を3D-FEMにモデル化した固有振動数及び応答解析	固有振動数の平均誤差は4%以下 後出図(E)参照	NV <sup>5)</sup>
3D-FEM (機関室を含む船尾部) + 質点-バネ系 (船首部)	機関室と含む船尾部を3D-FEM、船首部を質点-バネ系にモデル化した応答解析。軸系もモデルに含む。 自由度2,085を272に縮小。	後出図(F)参照	B V <sup>6)</sup>

解析モデル	使用要素、要素数	主な解析結果	出典
	上構、船尾部、船首部を 梁、2D-FEM、3D-FEMの 組合せにモデルによる固 有振動数比較	後出図(G)参照	C.A. Carlsen <sup>7)</sup>
梁要素、FEM モデルの比較	船体を梁要素モデル、3D- FEMモデル及びその組合 せモデルについて固有 振動数を比較  3D-FEMモデルの全要素数 4,327、自由度総数 5,851	3D-FEMモデルと3D-FEM と梁要素の組合せモデル の差違は殆どない。  後出図(H)参照	NKK <sup>8)</sup>
	船体を梁要素モデル、2D- FEMモデル及び3D-FEMモデル について固有振動数及び応 答量を比較  3D-FEMモデルの全要素数 2,727、自由度総数 2,270 を 210 に縮小	低次振動数は梁モ デルでも良く合う。高次 振動数については、2D- FEM、3D-FEM でも差違 はない。  後出図(I)参照	CETENA <sup>9)</sup>

解析モデル	使用要素、要素数	主な解析結果	出典
	船体全体を3次元の板棒要素にモデル化した固有振動数及び応答解析全要素数 1,566, 自由度総数 3,030 を 286 に縮小。	船体低次固有振動数は良く一致。応答解析では、600 cpm 以下の範囲で比較的類似している。 後出図 (J) 参照。	南(三井造) <sup>10)</sup>
	船体全体を3D-FEMモデルで固有振動数解析 付加水質量法境界要素法を応用	船体高次振動(7 節附近)でも極めて良く一致。 後出図 (K) 参照。	三菱重工 <sup>11)</sup>

### 1.4.3 計算精度

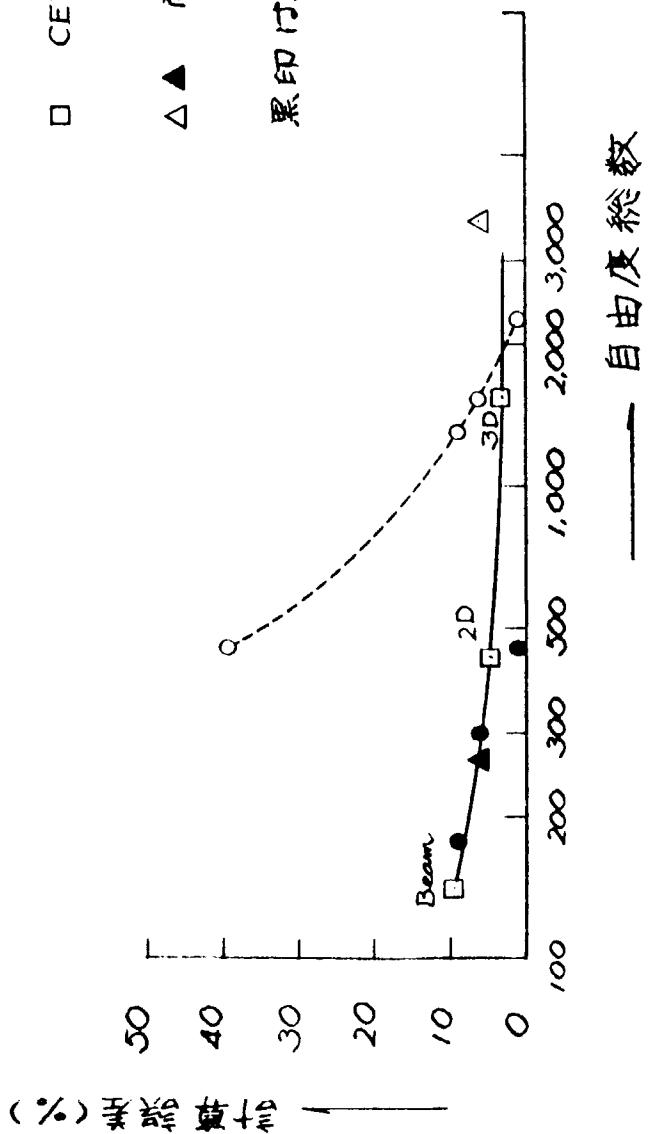
1.4.2 に示した振動解析の代表例についてその計算精度を次に示す。

○ ● NV<sup>5),7)</sup> 解析対象のモデル規模  
に基づく誤差

□ CETENA<sup>9)</sup> 解析構造に対する使用要素  
の種類、数に基づく誤差

△ ▲ 南<sup>10)</sup>

黒印は、自由度総数を縮小

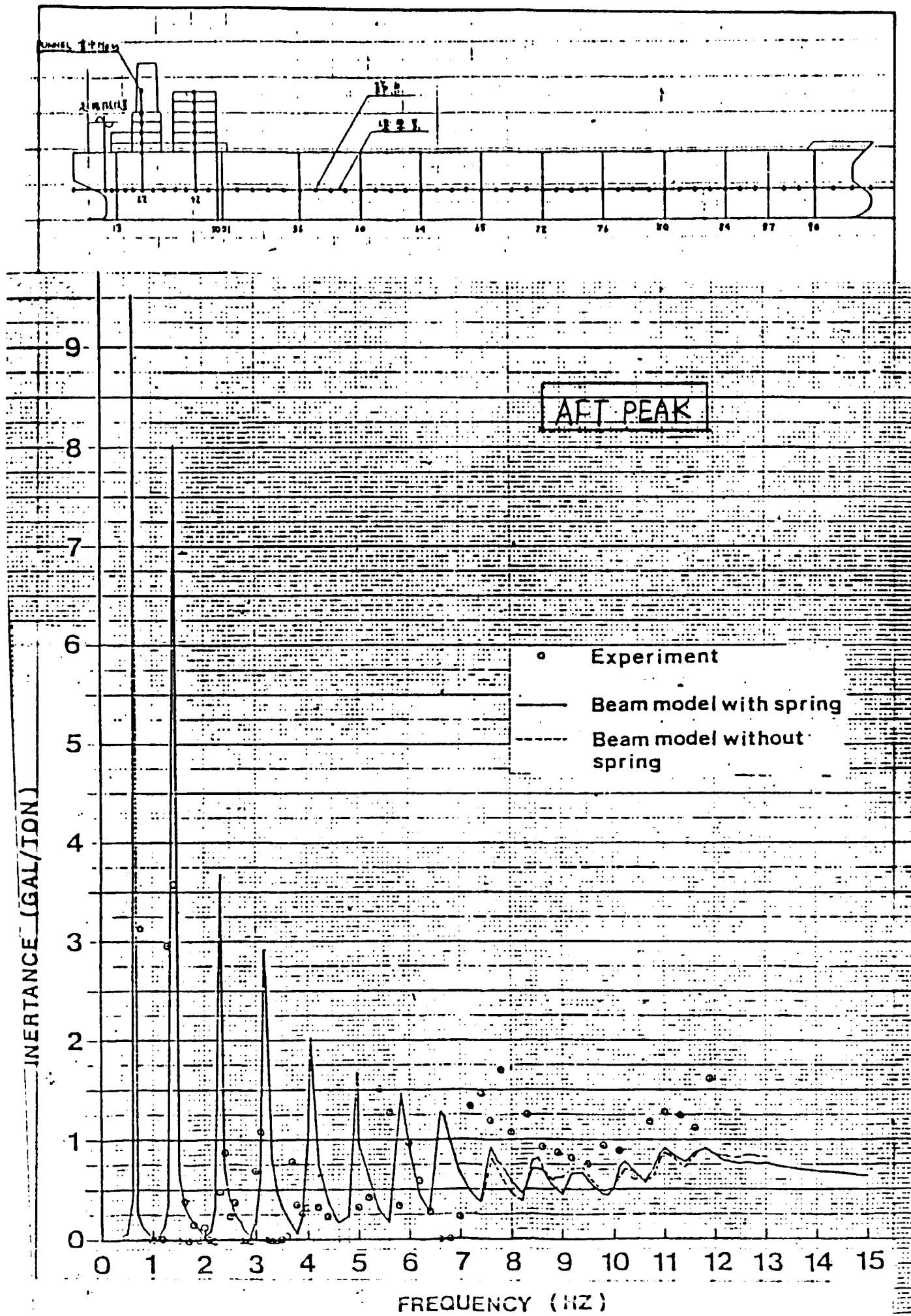


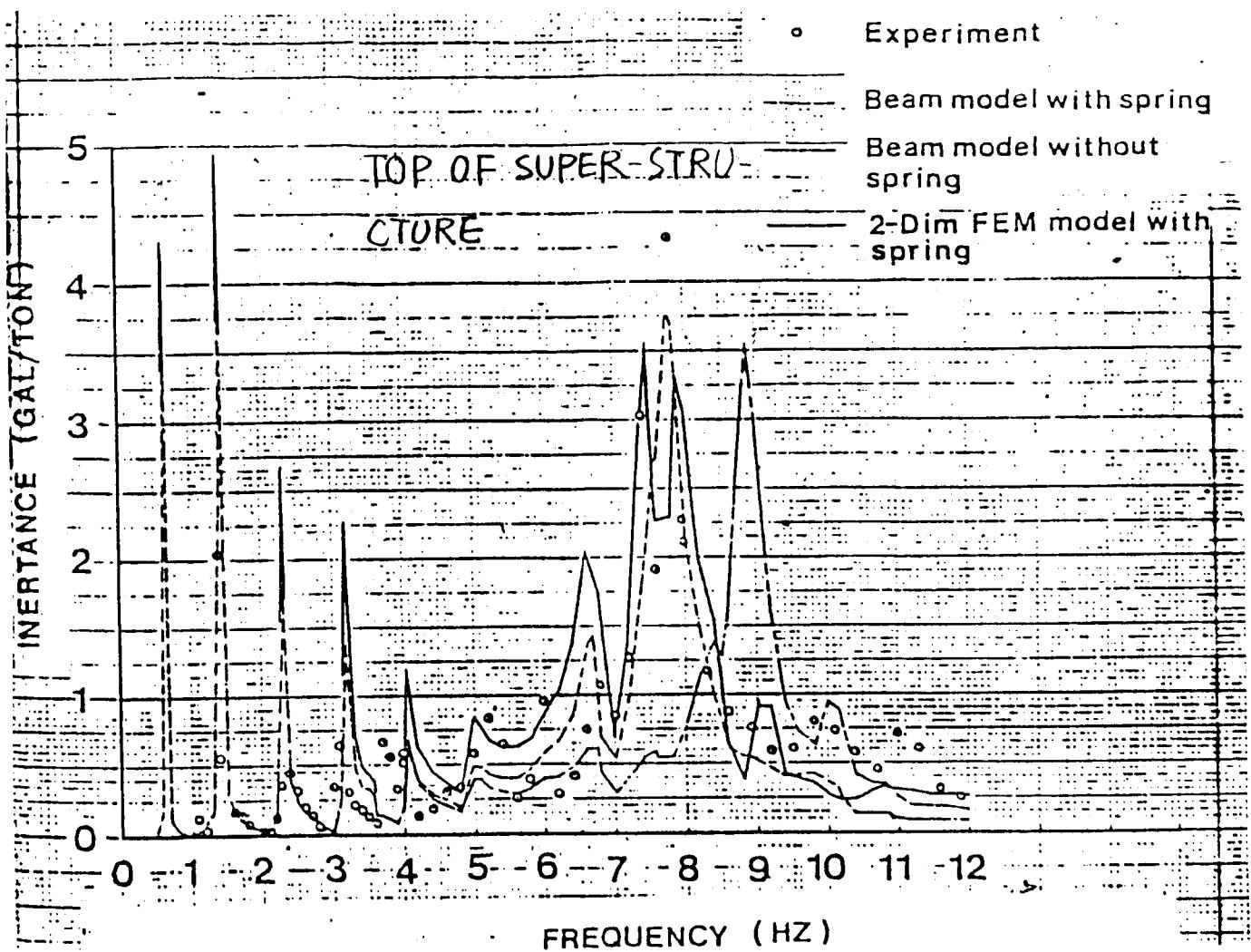
## (参考文献)

- 1) NKK ; "梁モデルによる船体振動応答解析", 振動交流会, 56-10-7
- 2) 松本ほか; "船舶振動解析プログラムの開発", 日立造船技報, Vol 40 No. 4
- 3) C. Norris ; "Application of a 2D-FEM model to Ship Vertical Vibration and Comparison with Ship Mobility Measure", RINA Symposium, 1979
- 4) 住重; "8万トンタンカーの振動計測結果", 振動交流会, 55-12-5
- 5) H. Johannessen ; "Dynamic Response of Hull and Super-structure", PRADS, 1977
- 6) G. C. Volcy ; "Vibration of Aft part of High Out-Put ship", PRADS, 1977
- 7) C. A. Carlsen ; "Structural Vibration Calculations", Seminar on Ship Vibration, NV, 1977
- 8) NKK 津; "Vibration Analysis", 振動交流会, 59-3-1
- 9) C. Camisetti and D. Catley ; "Co-operative research into Mathematical model for Ship Hull Vibration", PRADS, 1983
- 10) 南真和ほか; "大型船の振動特性に関する研究", 造船学会論文集 144 号, 1979
- 11) 三井重工; "60,000 D.W.T. Bulk Carrier の振動特性(その1) 節振動について", 船体構造委員会, 西部 132-32 1/
- 12) NV ; "Prevention of Harmful Vibration in Ships", 1983.7
- 13) BV ; "Recommendations designed to limit the effect of Vibrations on Board Ships", 1979
- 14) ISO 6954

(A) NKK<sup>1)</sup>

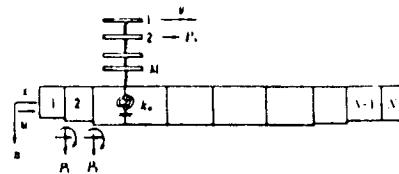
14



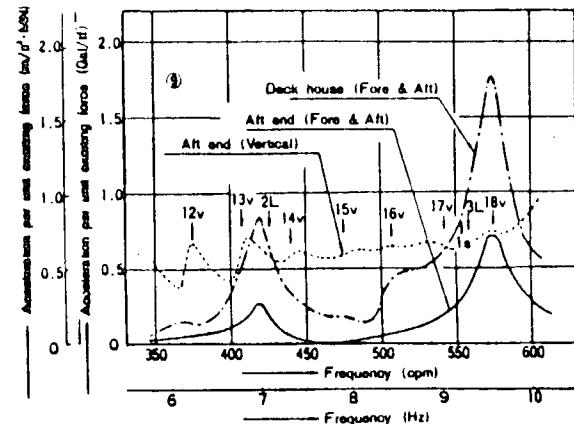
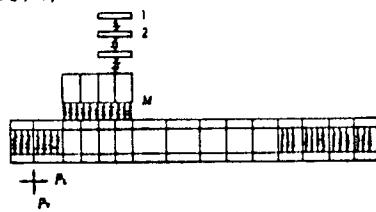


(B) 日立造船<sup>2)</sup>

(計算モデル)

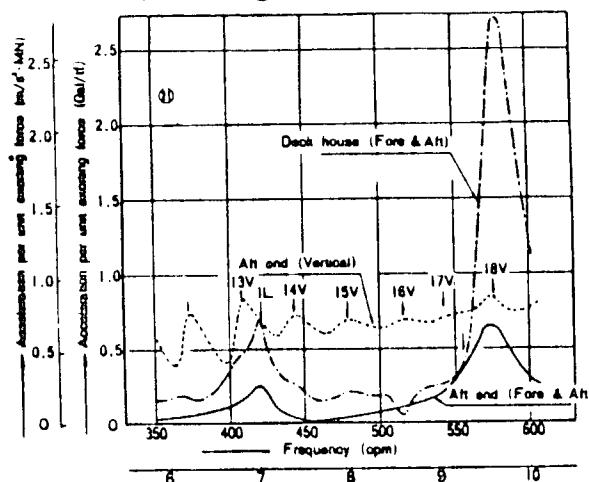


(計算モデル)



船体振動と上部構造との連成振動応答

(プログラム⑨による)



船体振動と上部構造との連成振動応答

TABLE II. Measured and Calculated Natural Frequencies—Products Tanker

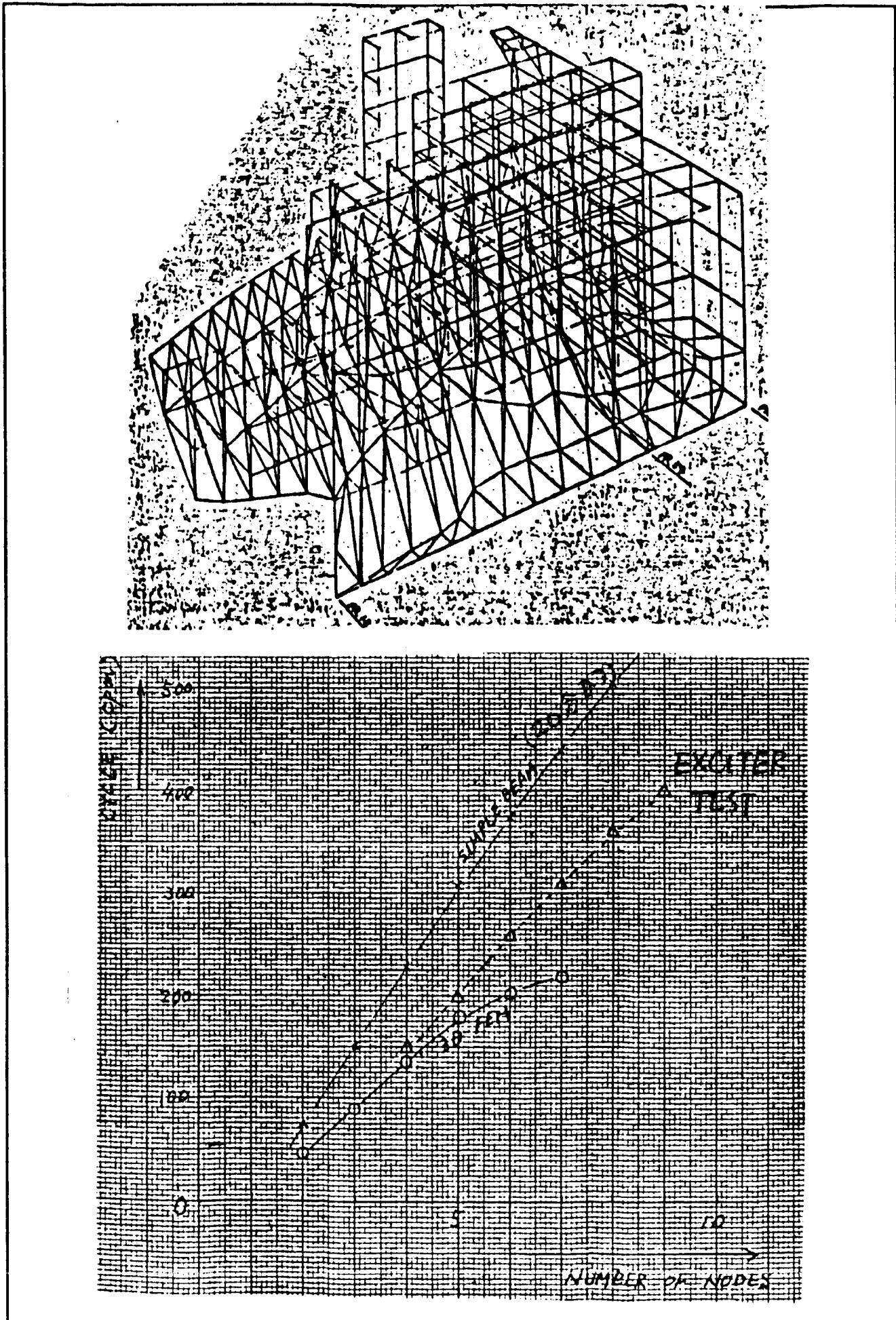
No. of Vertical nodes	Frequency, c/min							
	Measured	Beam	Membrane -bar	Hybrid 1 = Linear	Hybrid 2 = Quadrilateral	Hybrid 3 = Cubic	Hybrid 4 = Quintic	Hybrid 5 ↑ Linear
2	—	55.7	54.6	54.4	54.8	53.3	53.6	53.2
3	125	127	123	123	121	119	120	115
4	189	199	192	198	186	181	179	192
5	251	283	273	281	265	270	281	275
1st axial	~295	348	356	353	344	345	345	349
6	333	353	340	374	363	378	399	385
7	((380))	419	409	460	455	473	496	460
8	((425))	491	476	534	531			532
9	((480))	540	517	653	650			652
2nd axial	((540))	623	619	618	584			555
10	((530))	663	676	687	687			687
11		693	687	754	738			788
12		744	721	788	788			848
13		803	760	856	870			879
14		832	790	886	886			886
15		899	821	1013	1015			1015
16		920	836	1076	1096			1128
17		947	853	1196	1162			1253
3rd axial		964	879	967	912			1016
18		987	913	1234	1189			1329

( )) denotes modes not formally identified

\* constraint equations with beam elements along neutral axis

† constraint equations with beam elements along keel

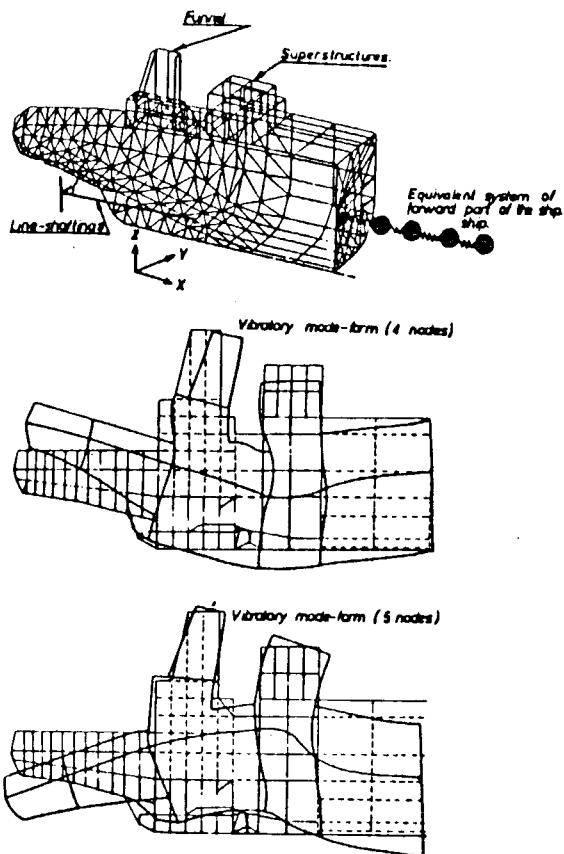
(D) 住重<sup>4)</sup>



**SUPERSTRUCTURE FUNDAMENTAL FREQUENCY  
MEASURED VALUE 8.3 Hz**

FINITE ELEMENT MODEL	MODEL SIZE, NUMBER OF:				FREQUENCY Hz	ERROR %
	ELEMENTS	NODES ~	SUPERNODES	D.O.F.*		
A 	464	130	52	61	11.5	39
B 	1190	400	68	165	9.0	8
C 	1500	510	134	315	8.8	6
D 	2150	810	185	445	8.2	-1

- A - Superstructure clamped at main deck. \*DEGREES OF FREEDOM
- B - Engine-room below superstructure included. (Mass free)
- C - Complete model of afterbody.
- D - Total ship included.  
(Only starboard side is considered in all models.)

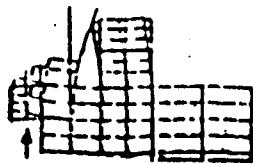


- Elasto-dynamic model and two vibratory Mode-forms of the aft part of the hull girder and superstructures of 125 km<sup>3</sup> LNG carriers.

Vertical vibrations of line shafting (forward of stern gland) .....  
 Longitudinal vibrations of main gearing .....  
 Longitudinal vibrations of superstructures (in wheelhouse).....

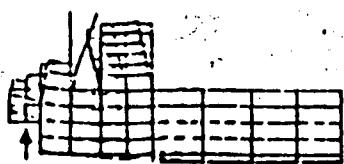
Calculated A <sub>g</sub> mm	Measured A <sub>g</sub> mm
0.22	0.15
0.02	0.03
0.06	0.10

(G) C. A. Carlsen<sup>7)</sup>



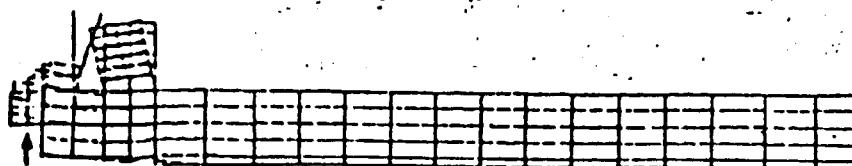
CLAMPED

$$f = 8.894 \text{ Hz}$$

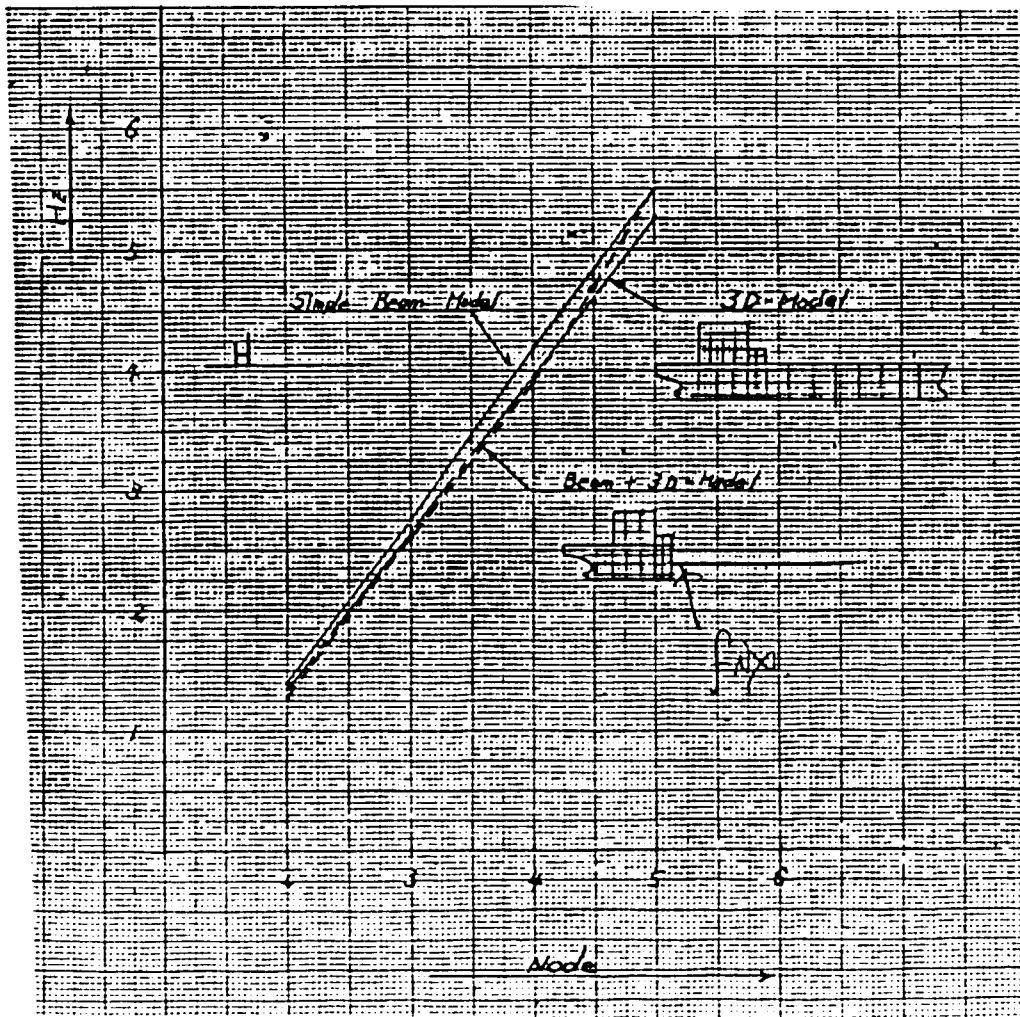
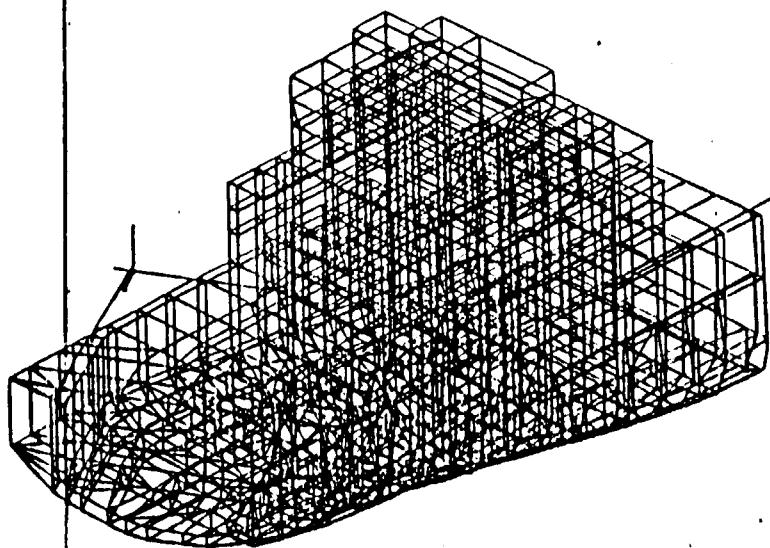


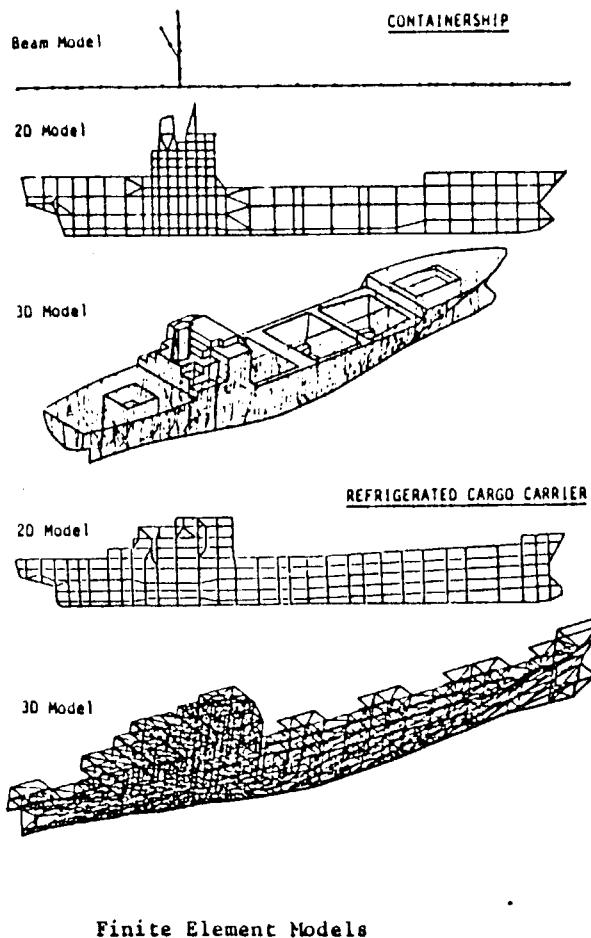
CLAMPED

$$f = 8.690 \text{ Hz}$$



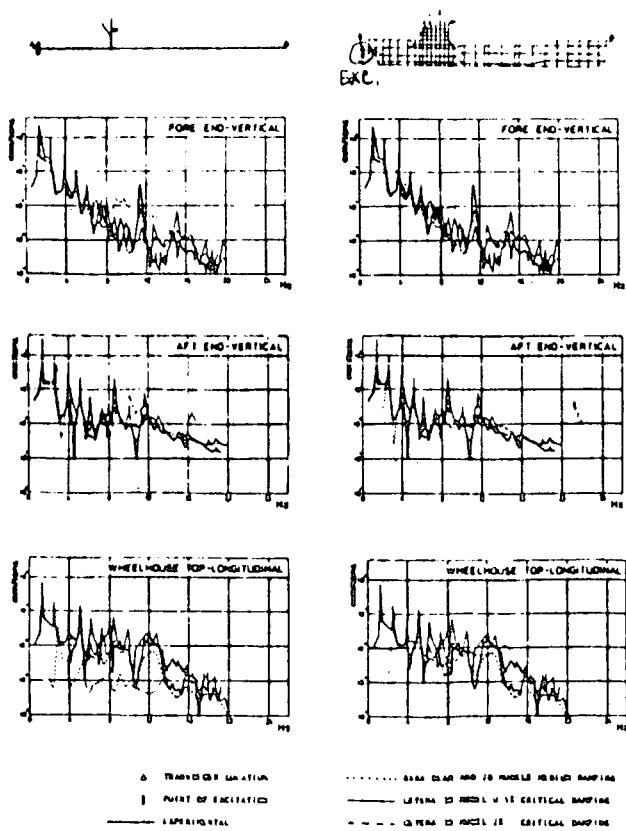
FREE  $f = 8.655 \text{ Hz}$

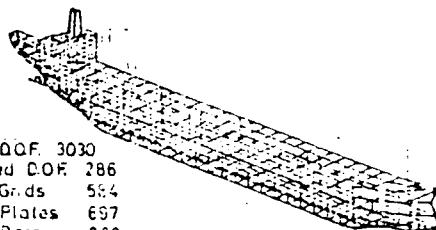
(H) NKK<sup>8)</sup>

(I) CETENA<sup>9)</sup>

Finite Element Models

SHIP1 CONTAINERSHIP SHIP2 REEFERSHIP	BEAM		2D		3D	
	SHIP1	SHIP2	SHIP1	SHIP2	SHIP1	SHIP2
Number of Grid Points	45	213	227	513	644	
Initial Number of Degrees of Freedom	135	426	454	1540	2270	
Number of Triangular and Quadri-lateral Membrane Elements	-	164	191	1427	1611	
Number of Trusses	-	367	394	912	582	
Number of Beams	64	-	-	-	-	480
Number of Special Elements	-	-	-	-	-	56
Number of Retained Degrees of Freedom	135	426	454	135	210	



(J) 南(三井造)<sup>10)</sup>

Total D.O.F. 3030  
Reduced D.O.F. 286  
No. of Grids 584  
No. of Plates 697  
No. of Bars 869

Structural model of natural vibration analysis

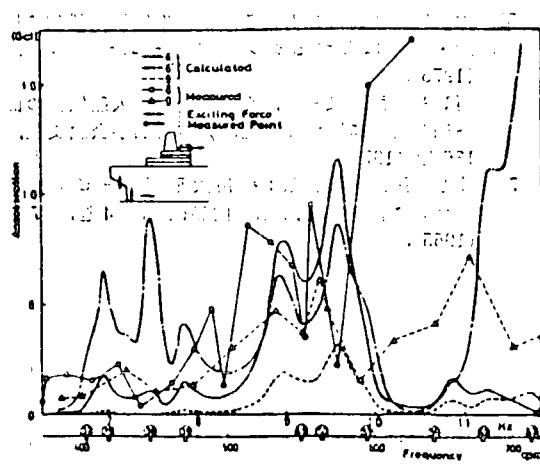
## Effects of load condition on frequencies of lower modes

Condition No. of Node	Ballast	Full	B/ F	(Cal. Mode)/ Full
V - 2	36	28 (30)	1.29	0.93
V - 3	77	61 (60)	1.26	1.02
V - 4	118	93 (93)	1.27	1.00
V - 5	152	122 (126)	1.25	0.97
V - 6	184	145 (160)	1.27	0.91
V - 7	210	170 (165)	1.24	1.03
V - 8	230	188 (180)	1.22	1.04
L - 1	226	149	1.52	—
L - 2	409	327	1.25	—
L - 3	617	472	1.31	—
L - 4	826	677	1.22	—

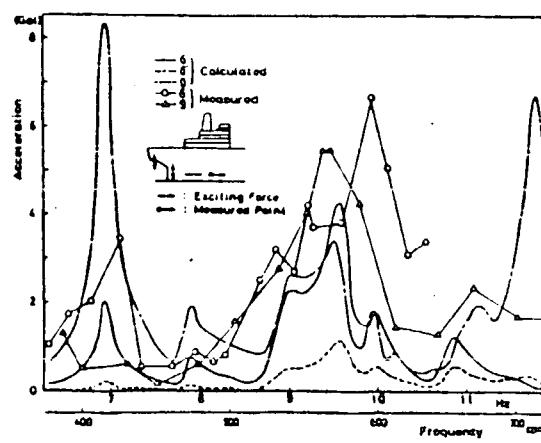
V : Vertical vibration

L : Longitudinal vibration

( ) : Measured values



Comparison of calculated and measured response (AC-12L)

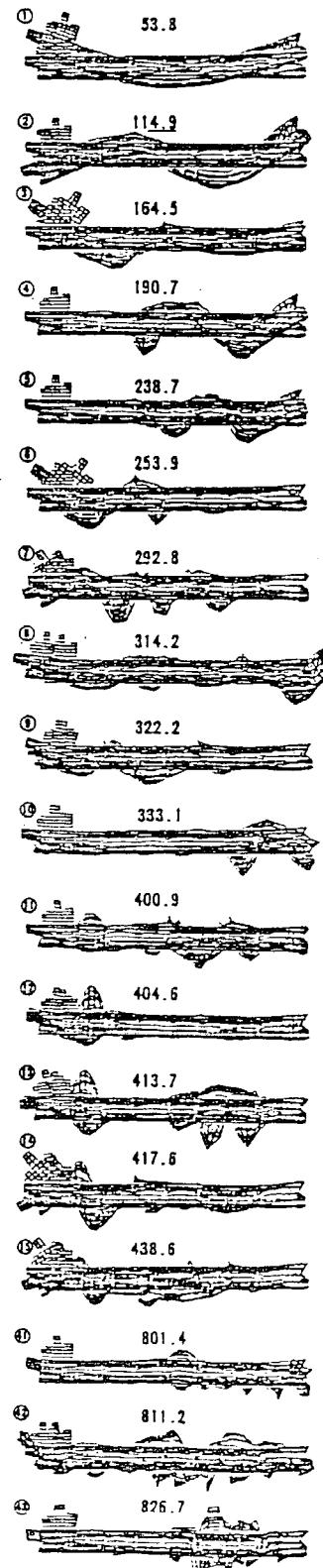
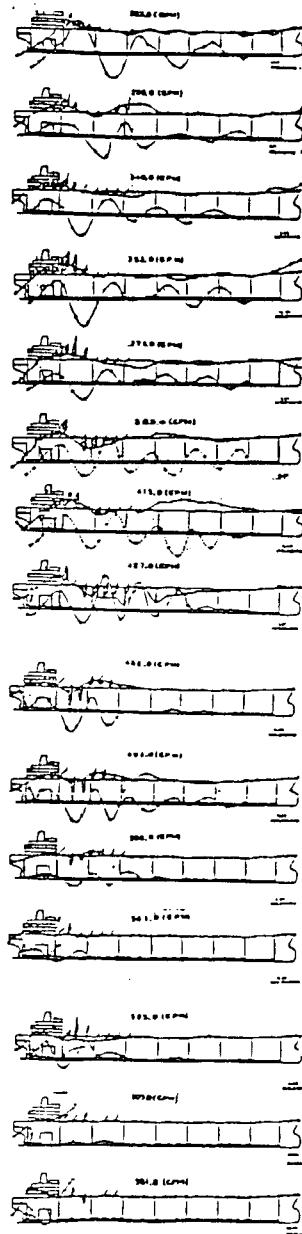
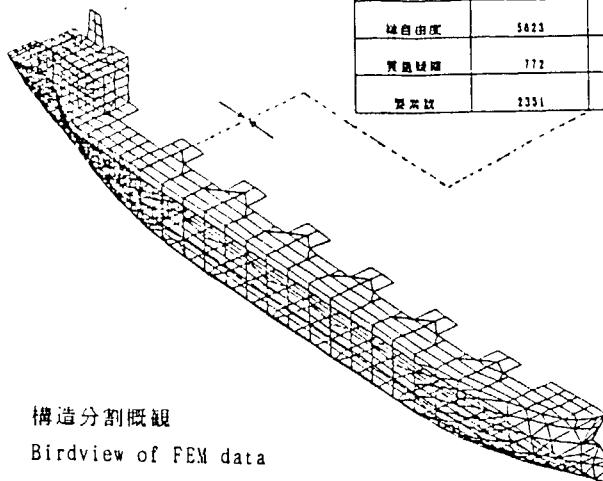


Comparison of calculated and measured response (A-4L)

## (K) 三菱重工

FEA 分析概要

	船尾	船体	全体
節点数	1061	270	1831
構自由度	5623	3850	9473
質量総量	172	359	1131
要素数	2351	1744	4117



起振板実験モードとF.E.M計算モード

Comparison between measured and calculated mode

## 第2章 上部構造の振動

### 2.1. 固有振動数推定法

居住区構造の固有振動数推定法の現状を把握するため  
委員会社にアンケート調査を行った。(附録参照)

#### 2.1.1 簡易推定式

各社とも初期設計検討時に簡易式を用いて固有振動数を  
推定している。

使用している簡易式 \*  
使用率  
(会社数)

a. NT の GUIDE	29 (2)
b. NK 指針 (SR--200 広度の方法)	57 (4)
c. BSRA の CHART	14 (1)
d. SR---112 (大沼の方法)	14 (1)
e. 各社独自開発式	71 (5)

\* 使用率は(式を使用している会社数/7)×100 %

#### 簡易推定式の問題点

- 居住区形状に応じた式を用いるがバラツキが  
大きい場合がある。
- 最近は居住区形状の特異な船が計画され  
簡易式では対応できず。
- 軽量化(船殻、舾装品)が進み、古データで  
作られた式は修正する必要がある。

## 2.1.2 計算機による固有振動数を推定する法

2社(原則として毎船2次元FEM計算, 簡易梁モデル計算)以外は問題のありそうな船のみ計算機による精密計算を行っている。

### 計算機による精密計算の問題点

- a. 梁モデルは基部バネ定数の推定が難しい。
- b. FEM計算はINPUT GENERATORがないと多大な時間, 労力を要するので初期検討時には行い難い。

## 2.1.3 文献調査(連成振動について)

### a. 船体と上部構造との連成振動

松本ほか  
(関西誌 176号)

上部構造と船体総振動の連成影響を考慮した連成固有振動数を求める方法を示し, 修正係数を回化し実用的にする, てある。

### b. 船体と上部構造との連成振動

松本ほか  
(関西誌 178号)

a. と同様に上部構造と船体上下振動の連成固有振動数を修正係数(回化)を用いて求め方を示している。

## 2.2. 振動応答解析の問題点

各社初期計画時居住区の振動について検討しているが、共振回避設計が目的のようである。

今後は構造が起振力の振動数と共振しても応答が許容値内にあれば良いと、う考え方によって立った設計が望される。そのためには精度の良い振動応答解析法の確立が必要である。

### 2.2.1 モデル化

a. 梁モデル、2次元FEM、3次元FEMとINPUT量が増す程固有値の推定精度は上がるが、初期計画時に時間と要するモデル化は不可能であるので、INPUT時間の少ないモデル化、構造変更に対処し易い解析法(モード集成法等)が必要である。

b. 精度良い応答解析のためには居住区だけのモデル化ではなく船体部、特に船艤部二重底の高次振動との連成影響を考慮したモデル化が必要である。

### 2.2.2 起振力

応答解析に必要な起振力(プロペラ、主機)の精密な推定の必要性は言うまでもなく、起振力の居住区への伝達機構の解明が必要である。

## 2. 2. 3 減衰

居住区構造の減衰比 ( $\zeta/\zeta_0 = \delta/2\pi$ ) は 起振力と同様に 振動応答値に大きな影響を与えるが、起振機実験の共振曲線から求めた減衰比はバラツキ (0.02 ~ 0.05) が大きく平均的な値を用いているのが現状である。更に実績を収集し精度の向上を計る必要がある。

## 文献

- 大型船の振動応答に関する研究(第2報)

南ほか

(三井技報 117号)

- 初期設計時の船体振動応答解析法

富吉ほか

(川重技報 78号)

- 船舶の振動診断システム(第3報)

谷田

(石橋技報 24号)

- A study on Higher Mode Vibration of Ships

kagawaほか

(1st Report)

(造船論文集 143号)

(2nd Report)

( " 147号)

附録 上部構造の固有振動数推定法  
(アンケート結果)

1) 居住区の固有振動数推定法について

会社	A	B	C	D	E	F	G
簡易式(毎船)	○	○	○	○		○	○
計算機を用いた 精密計算	毎船 問題のない 船				○ <sup>*2</sup>		
	○	○	○ <sup>*1</sup>	○			○

\*1 原則として毎船 2 次元 FEM 計算。

\*2 同型船を除き簡易梁モデル計算。

各社コメント

A： 簡易計算振動数が Blade freq. の 15% の範囲にあれば  
居住区の side wall の補強か形状変更を行う。  
形状的に問題のあるような居住区は 精密計算を行なう。

B： 推定値が エンジン主要次数、プロペラ次数と共振する可能性  
があり起振力が大きいときは 防振対策を施す。

F： 通常は プロペラサーフェス フォースとの共振の有無をチェックする  
最近は 往回転の主機になってるので プロペラとの共振が  
問題になるケースが少なくなっている。主機及び軸系の振動との  
共振をチェックする場合が多くなる。

## 2) 簡易計算式について

	簡易式	A	B	C	D	E	F	G
a	NT の GUIDE					○		○
b	NK 指針 (SR-200 広瀬の方法)	○				○	○	○
c	BSRA の CHART							○
d	SR-112 (大沼の方法)				○			
e	独自開発式	○	○	○	○*			○

\* 開発式は 大沼の方法が基になっている。

## 各社コメント

A: 居住区の形状別に CHART で見当をつけ、簡易式で求める。

但し、居住区形状が実績のものとかけ離れる場合はこれらの  
簡易式は用いない。

G: a, b, c, e の各式を用いながら、各式でバラツキが  
大きい。

3) 居住区固有振動数と求められた式について

会社	式のハラメータ-	式の精度*	式の問題点、コメント
A	1) CHART ○居住区形状 ○高さ( $R$ )	形状により異なるが $\pm 15 \sim \pm 20\%$	○データが古い。 ○居住区形状に新しいタイプが でてきた。
	2) 式 ○居住区の $\begin{cases} \text{高さ} (R) \\ \text{長さ} (L) \\ \text{重量} (W) \end{cases}$ 。基部バネ ( $K$ )	$\pm 10 \sim \pm 15\%$	○重量(特に機器) ○基部バネの推定
B	○高さ ○形状	$\pm 10\%$	○基部剛性の評価 ○船尾部との達成効果、
C	○高さ ○長さ ○重量 ○前断 Area	$\pm 10\%$ (一体型の居住区)	—
D	○上構寸法 ○層数 ○上構形状(長さ、高さ)	$\pm 15\%$ 各層重量 ○基部の構造 ○固め	○上構基部の固めの程度の 判別が難しい。 ○類似船舶との標準化をして 信頼性を判断する。
E	○重量 ○形状	$\pm 10\%$	○一体型が式のベースとなる。 ○分離型は精度が下がる。

\* 固有振動数に対する精度

4) 計算機による精密計算をするときのモデル化について

a. 居住区のモデル化 --- 断面深、

会社	船体のモデル化	INPUT GENERATOR	INPUTに要する 時間	精度	コメント、問題点
A	バーチ	有	3時間	±10%	基部バーチ定数の推定に向問題あり。
B	-	-	-	-	-
C	-	-	-	-	-
D	-	-	-	-	-
E	溝、バーチ	有	1時間	±10%	基部バーチ定数(推定 値)(自社実験)を使用している。
F	-	-	-	-	-
G	バーチ	有	3時間	±15%	基部バーチ定数の推定が難しい。

b. 居住区のモデル--- FEM (平面)

会社	船体のモデル化	INPUT GENERATOR	INPUT に要する時間	精度	コメント、問題点
A	梁	無	1 ~ 2週間	± 10 % (="タグ少ないので、日数確定でき。")	居住区後部隔壁の等価板厚を求めるのに問題がある。
B	梁, FEM, バネ, 固定	無	1 週間	± 5 ~ 15 %	—
C	梁, バネ	有	4 時間	± 10 %	応答計算も行う(漸減時間の式)。分配型は実験がないので精度の検定が無い。
D	バネ	無	1 週間	± 5 ~ 10 %	上構基部のバネの評価が難しい。
E	FEM, バネ, 固定	無	30 時間	± 10 %	INPUT 時間と精度との兼ね合いで判断し、最近は行っていない。
F	—	—	—	—	—
G	—	—	—	—	—

c. 居住区のモデル --- FEM(立体)

会社	船体のモデル化	INPUT GENERATOR	INPUTに要する時間	精度	コメント、問題点
A	FEM (機械室のみ)	有	2~3週間	±5% (データが少ないので明確でない。)	居住区の Side Wall の連続性に問題があるため計算上は船体はモデル化されず詳系図にモデル化してもおかないとある。
B	梁、FEM、バネ、固定	無	1ヶ月	±5~15%	
C	梁、FEM	無	1ヶ月	—	最近の実績が参考。
D	状況に応じて 梁、FEM、バネ	無	—	—	—
E	梁、FEM	無	120~150時間	±5%	初期計画時には「航行する」設計専用時に實施する。 (RO/RO 等の特殊構造)
F	梁、FEM	有	1ヶ月	±5%	初期設計時の重量推定が難しい。
G	船体…梁 機械室…FEM	無	1ヶ月	±5%	船主要求の有無など 詳細設計時に行動。

5) 上部構造の振動についての問題点、コメント等

- A社： ○上部構造固有振動数を Blade freq. より下方に設定する場合の考え方。
- 起振源として Blade freq. 以外に主機に対する考え方
- 推定値と起振々動数と何%位回避すべきか？

B社： ○固有振動数回避だけではなく共振にも応答が小さいれば良い…という考え方かこれから必要と思われる。従って応答周数、起振外力の両方の値の推定が必要である。

- C社： ○上構基部の固め方が各社毎に異なるのではないか。
- 付加質量は何次モードの値を用いるべきか問題がある。
- Side 及び Casing line 上の縦隔壁のつちぎりには充分注意する必要がある。

- G社： ○最近の居住区は小型軽量化が進んでおり、従来の簡易式で対応できないのでないのではないか。当社では最近低サイクルエンジンの使用によりプロペラ起振々動数が下がっており、居住区の大変な振動は生じていない。

## 第3章 船体後部の振動\*

### 3.1 概要

上部構造、機関室、A.P.バルクヘッドから後の船尾張り出し部などより成る船体後部構造は、構造が複雑であると共にプロペラ起振力及びエンジン軸系による起振力が作用する場所であり、それらによる振動に対して注意する必要がある。

更に、後部構造の応答特性は、上部構造、機関室、船尾張り出し部など各部分単体の特性が相互に関係して、複雑な振動を生じる場合が多い。又、軸系やエンジン架構は、起振力を受けると共に、その振動特性により、力を増幅させる作用をすることがある。本節では、船体後部構造に対し、過去に行なわれてきた研究の問題点を摘出した。

### 3.2 文献による調査

次の条件を満足する文献を調査した。

- 上部構造、機関室、船尾張り出し部などを含む船体後部構造をモデル化しているもの
- 約300cpm から 1000cpm 程度の高次振動の応答計算を行なっていもの

\* 石川島播磨重工(株) 船殻基本設計部 吉田靖夫

c. 実船計測との比較 又は パラメータ変化を  
させてみる

調査した文献は全部で9つあり、個々の概要については  
3.4にて示してある。

### 3.2.1 構造のモデル

構造のモデル別分類を図3.1に示す。分類は、船体後部構造に対して、船体全体構造、軸系、エンジン架構との関連を図示したものである。

これら、すべてをモデル化した文献はなく、エンジン架構や軸系を考慮しに応答まで求めたものもすくない。

モデル化の種類としては、3次元FEM全体モデル、3次元後部構造モデル、バネ・質量系モデルがある。

上部構造よりうしろの部分を3次元FEMモデルとしているもののが多い。

減衰比については、各々異なるが、2~3%程度を採用している。

### 3.2.2 起振力

起振力の種類別分類を図3.2に示す。分類は、起振力の作用位置を考慮し、次の3つに分けている。

- a. フロペラサーフェイスフォース 又は 船尾起振
- b. エンジンガイトフォース 又は エンジン頂部起振
- c. エンジンランク(接線・半径)力 又は フロペラシヤフト  
フォース

これらの力は、各々単独で作用させられるのが多く、文献(2),(4),(9)は起振力相互の位相差を考慮して作用させられる。

### 3.2.3 実測値との比較

全般的に、応答の傾向はあるが、絶対値はあってはならない。

### 3.3 今後の課題

省エネルギー対策として、小数シリターエンジン及び低回転化を採用することがますます進む傾向にある。

この情勢は、エンジン・フロペラの起振力が、高次の船体振動領域(中間帶)に作用することになり、船体後部構造の応答の問題は、重要となることと思われる。

文献調査の結果をふまえて、次の検討課題がある。

#### a. モデル化

船体・軸系・エンジン架構を含めたモデル化において、

設計の使用にたどる実用的なモデル化には、どうにあらへべきかを求める。

更に、局部構造の影響などの程度考慮するか、モル化の問題とかかかる。

### b. 起振力

フロア起振力に加えて、エンジン・軸系から生じる起振力が重要である。

更に、起振力相互の位相差による相互作用を考慮する。

### c. 実測値

減衰比、有効質量、有効剛性を実測値が FEED BACKし、モル化に役立つ手法を確立する。

### d. 固有値と応答

固有値解析と応答計算を関連づける。

モードの寄与係数の考え方がある。

### e. パラメータスタディ

どの部分がどのように働くか、応答関数に与える影響を求める手法を確立する。

### f. 防振装置

防振装置をどうに取り扱い、モル化するかの問題

がある。防振装置としては、たとえば、次のようないわゆるある。

- (i) 構造物の振動特性を変化させるものとして、エンジンステイ、縦振動用ダンパー（第4章、5章参照）などがある。
- (ii) 起振力を減少させるものとして、ハイリースキューポロペラ、整流フィン、ランエスクエア型ブランカー、カウンタウェイトなどがある。
- (iii) 起振力をキャンセルするものとして、電動式ブランカー、プロペラ取付角調整によるフェイシングなどがある。

### g. 積み付け条件

吃水や AFT. PEAK TANK は後部構造の応答に影響するやえ、モデル化に考慮する必要がある。

### 3.4 文献調査

(1) H.Johannessen, K.T.Shaar and H.Smogeli :

Dynamic response of hull and superstructure  
Correlation study between measured and calculated  
vibration , PRADS , P165-P172 , Oct. 1977

エンジンルーム前端から後部の片舷を3次元立体モデル化し、  
起振機テストと比較している。138,000 DWT タンカーである。  
固有振動数は平均4%の誤差であり、応答は、前後起振  
の応答の方が上下起振の応答より良く合う結果となった。

上下起振のときは、起振機附近を詳細にモデル化する  
必要がある。減衰は、剛性マトリクスに比例したヘルガーダー<sup>1</sup>  
の減衰を使用しており、前後起振のときは、1.6%の減衰比  
で良く合う。

(2) K.Restad, G.C.Volcy, H.Garnier, J.C.Massen :

Investigation on free and forced vibrations of  
an LNG tanker with overlapping propeller arrangement,  
SNAME, Vol. 81, P307-P347, 1973

160,000 m<sup>3</sup> LNG 2軸タービン船の計算例で、3次元FEMヒヤ  
を用いたモデルで、実測とは比較している。起振外力として  
サーキュレーションフォース、シップトフォースをモデルテストから推定して  
値を用い、2つの70°10'ずつ"同位相と逆位相の場合で

3カ所回転数100 RPM につき応答を求める。

軸系の曲げ及び前後振動が考慮されたモデル化と共に、  
おり、応答をみる場合、これがResonatorとの役割があるとしている。

(3) D. Kavlie, H. Aasjord :

Prediction of vibration in the afterbody of ships,  
Norwegian maritime research NO.4, P2-P11, 1977

285,000 DWTタンカ-2<sup>nd</sup>, モデル化の範囲の取り方にについて検討  
している。3次元FEMモデルで、機関室から前の2 HOLD位で  
固定したモデルと船体を梁として追加したものでは、ほとんど  
応答に差はない。Resonatorとして、軸系や隔壁の局部  
振動が考えられるが、特にスラスト変動力に対する軸系が応  
答に与える影響は大きいとしている。船尾端での起振機  
テストと3次元モデルの応答計算の比較を減衰比2~9%  
に変えて行う。

(4) 南, 遠山, 扇子 :

大型船の振動応答に関する研究(第1報)

一船体の高次振動一, 三井造船技報, 116号, P19-P30, 1982

230,000 DWTタンカ-につき、全船を3次元FEMで固有振動モード  
を求め、このモードを一般化したモデルに、軸系のバネ・質量系システム

を組み合わせた系にて、応答計算を行なう。起振外力として、サーフェイスフォースとクラック半径力を考慮して、減衰比は船体部分を 3.8%，軸系部分は 1.94% を使用している。エンジンは 9 シリンダ "98 cm ピア" である。軸系総動起振力とサーフェイスフォースの位相差を加えてから、軸系の応答以外はその影響は少ないとしている。応答が大きくあらわれるのは、起振実と振動評価を与えたときのモード振巾の積を一般化質量で割った値 ( $\phi_{rn} \phi_{sn} / M_n^*$ ) (寄与係数) が大きなもので、これに注目して応答計算をするにはよいとしている。特に、船尾構造の断面の質量と剛性の積が船体中央部のそれに比べて小さいとき、片持ち梁とした船尾部の固有振動数に近いモードは、船尾の応答に対して大きな寄与率を有する。

### (5) 井川、渡辺

モード合成法による船体-主機連成振動解析、住友重工技報 Vol. 32, NO. 92, P1-P6, August, 1984

80,000 DW タンカーで、エンジン 5RLA 90 を含めた 3 次元 FEM モードは計算している。機関室前端壁で固定しており、片持ち逆対称条件にて左右方向の振動を求めてある。モーダルシンセシス法により、6 個のスレード要素より成る。起振機テストは、

エンジントラブル後端で、モーテルの加振率もこれに合わせて左方向起振してある。減衰比は 3%，上部構造は 1.5% をとる。各ス-1° エレメントの歪エネルギー比率から、どの部分がモードに寄与しているかが分かるとしている。

#### (6) 渡辺：

5 気筒主機塔載船の振動解析、振動交流会、58-9-3 文献(5)と同じモーテルで、直接法で求めている。エンジントラブル前後起振に対する応答を起振機テストと比較している。減衰比は 3% を使ってある。

#### (7) 吉田、前田：

New calculation method on complicated vibratory behaviour of aft-part of ships, International symposium of ship vibration, Genoa, 1984

60,000 DWT ハルクチャヤで 5RLB76 エンジン、軸系、上部構造、2 重底、船尾部などを、ハイ・質量系モーテルにして、応答を求めている。各部分は、1 自由度のモードが使用されており、このデータは過去の実測値、部分 FEM で求められたものである。減衰はすべて 2.5% としている。起振位置は、船尾上下、7° と 1° の前後としている。船尾部の影響が大きく、FULL LOAD と BALLAST CONDITION で 上部構造の振動が変化する。

こと、煙突やターボギアードが影響すること、ナーフエイスト入  
は船尾と上部構造、入ラスト変動は、軸系とエンジンに影響  
すること、エンジンステイは、エンジンの振動数を増加させること  
など"を述べる。

(8) J. Larsen :

Prediction of super-structure vibrations in tankers,  
EUROMECH colloquium 122, 1979, P237-P257

$52,000 \text{ m}^3$  LPG 売り手、3次元FEMで、2機関室前端から  
2HOLDまで考慮したモデルとなる、2113。減衰比は2%を  
採用(2118)。起振力はナーフエイスト入りあり、FULL LOAD と  
BALLAST CONDITION で112求められ2113。固有振動数は  
10%以内の誤差であるが、応答に関しては、実測値と比較して  
115±11。

(9) 藤井、谷田：

Exciting forces of ship vibration induced by Torsional  
and longitudinal vibration of the shafting system,  
ICMES, 1984

軸系、船体、上部構造を 1/10 質量系にモデル化して113。  
軸系は、フローラー、中間軸、クラク軸より成り、ねじり・往復の連成振  
動に対する応答が求められる。起振力として、エンジンのガス圧

接線力と半径力 および  $70^{\circ}10'13''$  シャフトフォースであり、このモーティルには、ねじり振動による  $70^{\circ}10'13''$  のスラスト変動が考慮されることはない。スラスト変動が実測値と比較されていふ。  
 スラスト変動は、エンジンと  $70^{\circ}10'13''$  の取付け角によつて、PHASINGで減少される例が述べられており、取付け角による変化が示されていふ。  
 更に、小数シンドエンジンの大まなトルク変動が、スラスト変動を生じさせている要素となるとしていふ。

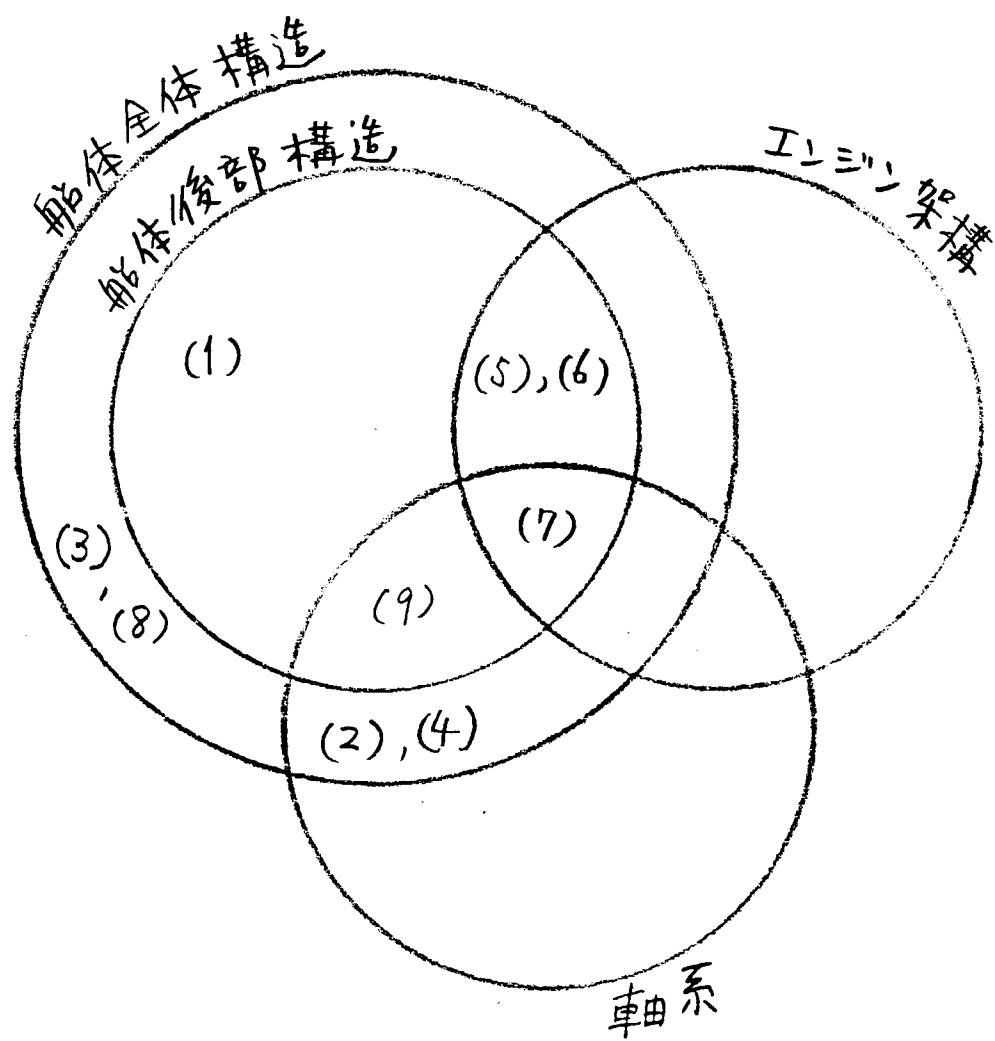


図 3.1 構造モデル分類  
(数字は文献番号を示す)

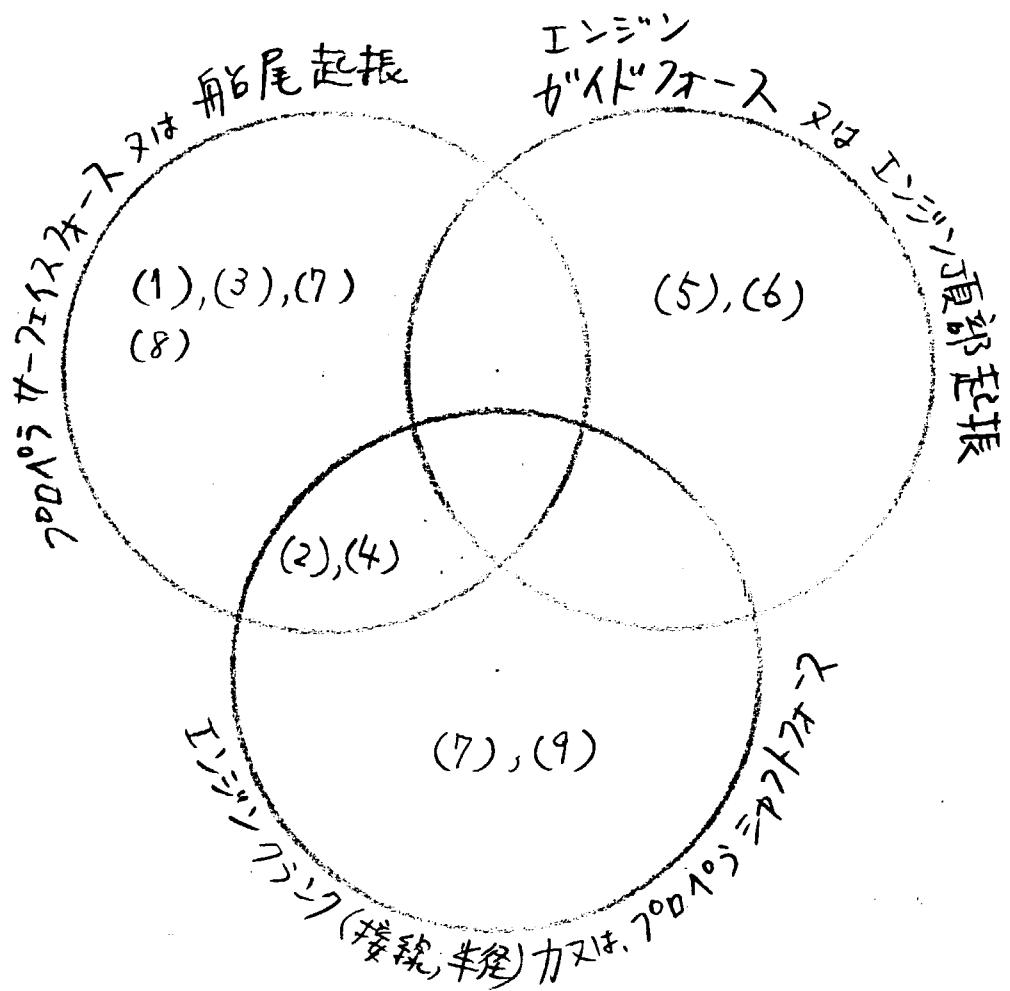


図3.2 起揚力の種類別分類  
(数字は文献番号を示す)

b. 固有振動数

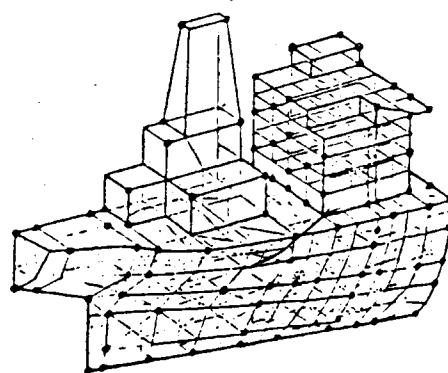


Fig.15 : Positions of the Supernodes in the Aft body of the Final Finite Element Model

CORRELATION BETWEEN MEASURED AND CALCULATED RESONANT FREQUENCIES		
MEASURED WITH EXCITER Hz (上) (下)	CALCULATED Hz	DIFFERENCE percent
5.7	5.3	0
6.3	5.9	6
7.1	6.6	8
7.5	7.2	4
8.20	8.16	1
8.45	8.22	1
9.5	9.4	1
10.4	10.6	2
11.1		5
11.5	11.7	2
MEAN DIFFERENCE		4.9

TABLE 1

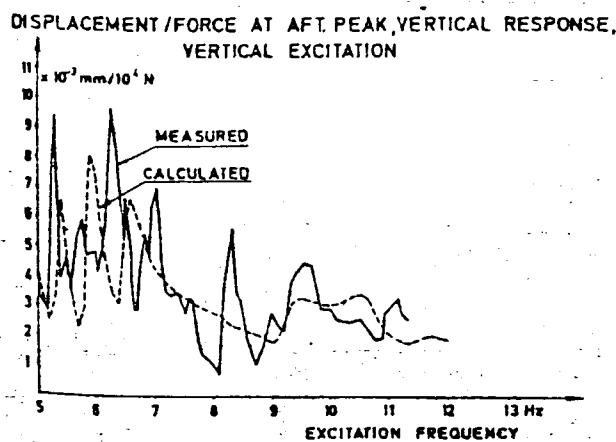


Fig. 16: Correlation Study for 138 000 DWT Tanker. Vertical Excitation Force.

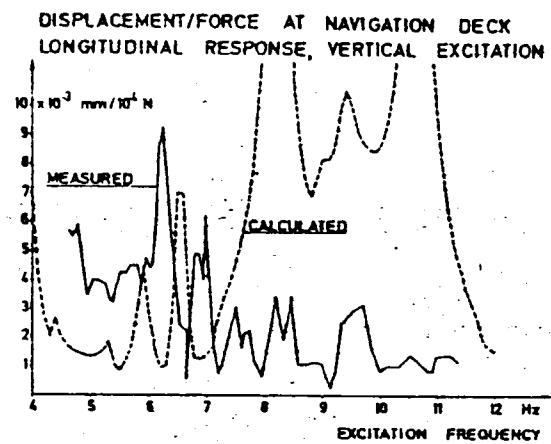


Fig. 17: Correlation Study for 138 000 DWT Tanker. Vertical Excitation Force.

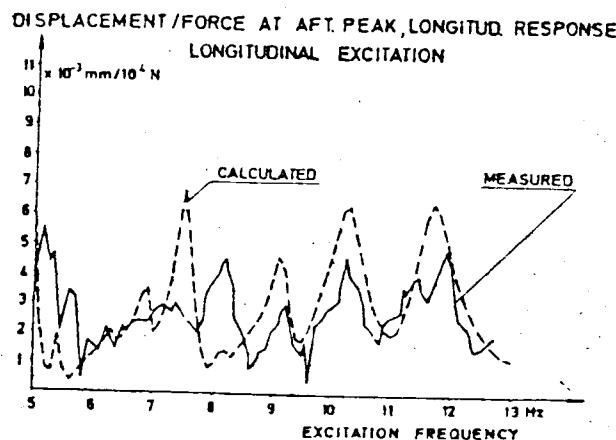


Fig. 18: Correlation Study for 138 000 DWT Tanker. Longitudinal Excitation Force.

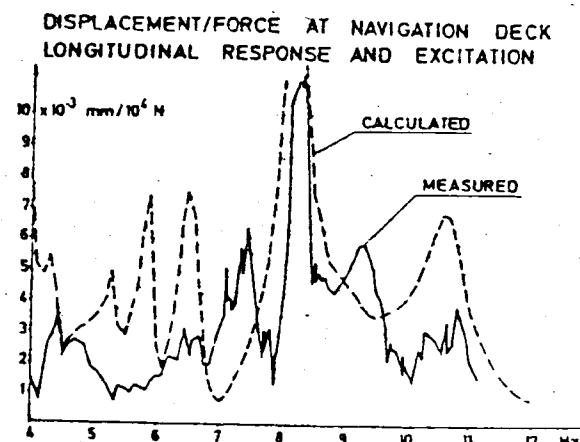


Fig. 19: Correlation Study for 138 000 DWT Tanker. Longitudinal Excitation Force.

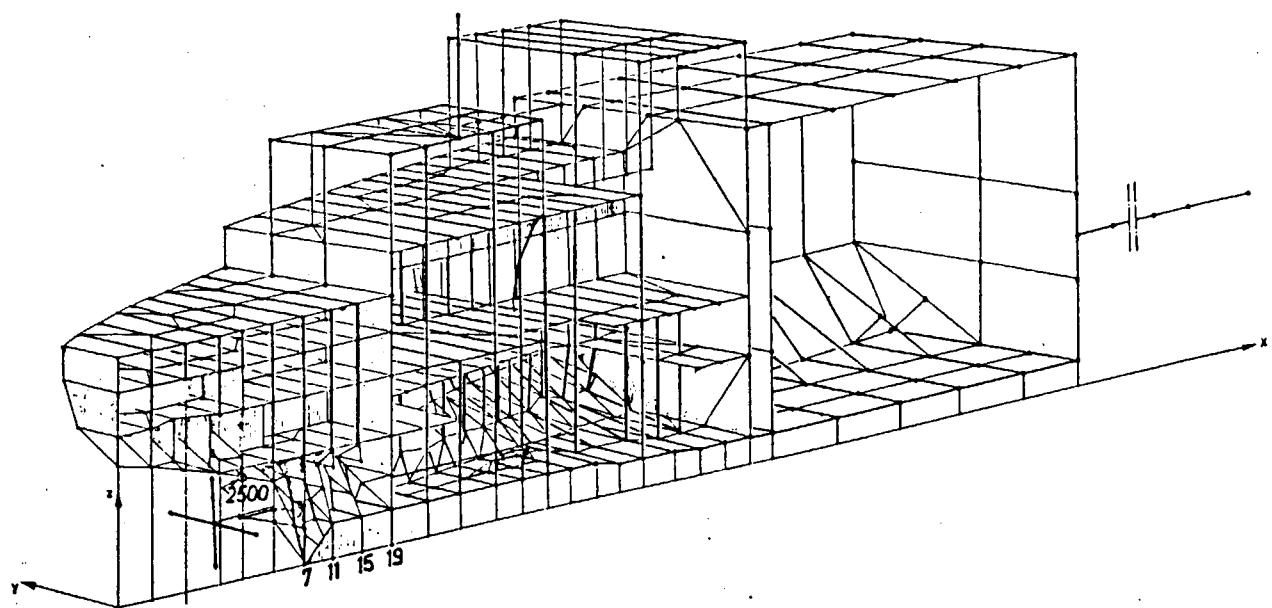
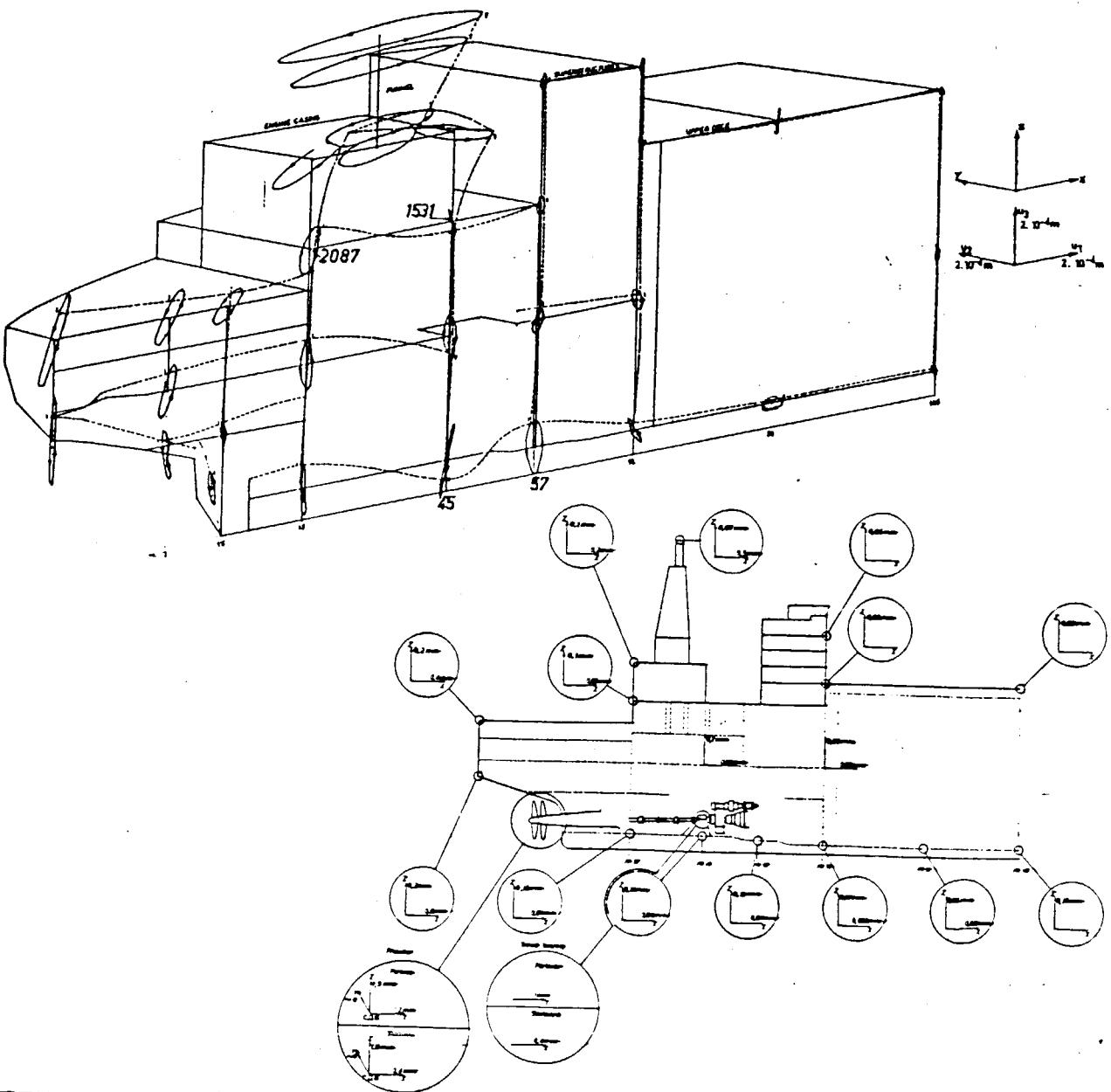


Fig. 10 Elastodynamic models of the aft part of the hull girder

Relative phase of propellers =  $\pi/4$ 

3.5 文獻(3)

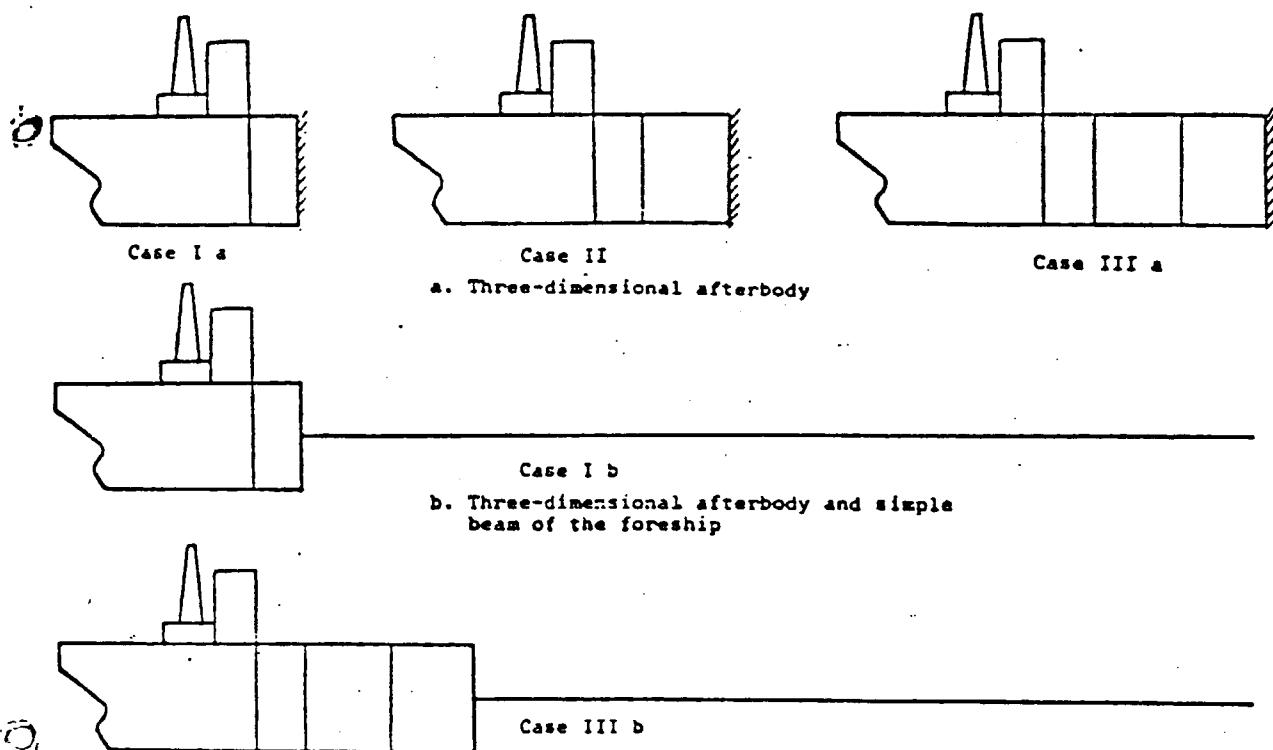
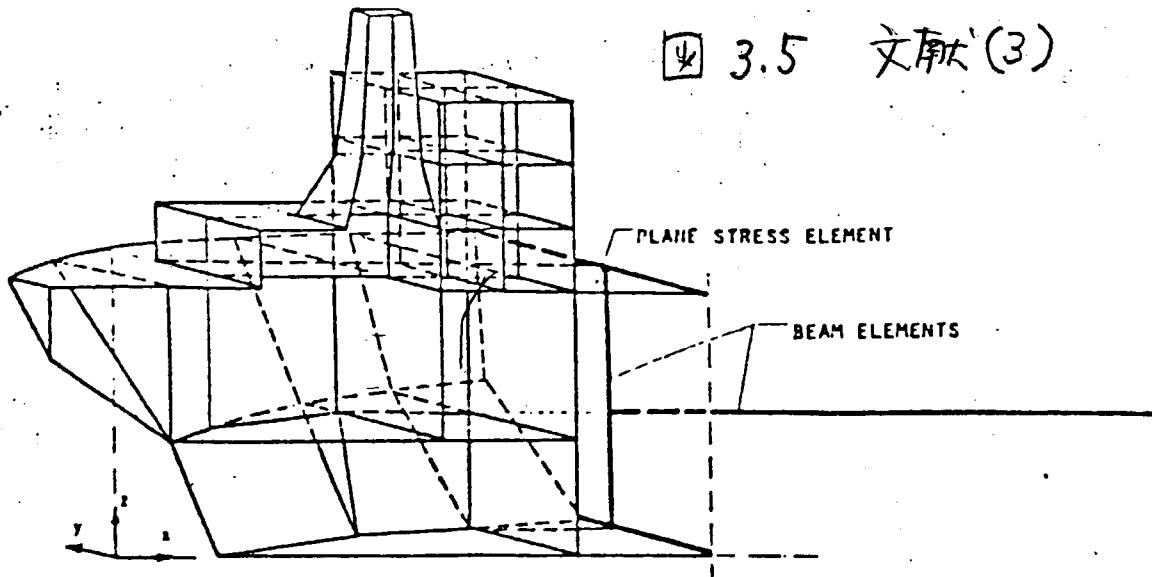


Fig. 4: Tanker models with increasing part of hull included.

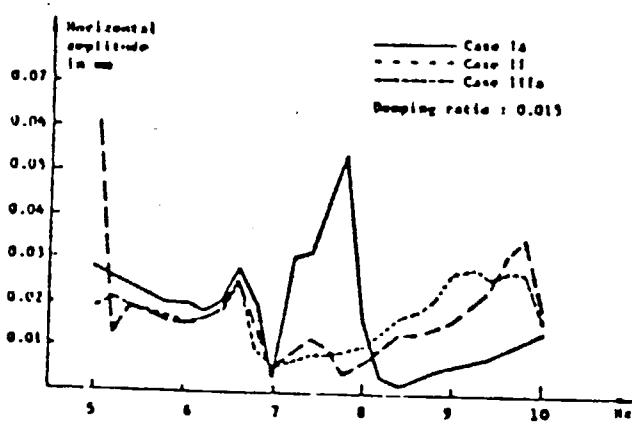


Fig. 5: Vibrational response at top of superstructure for different tanker idealizations due to propeller excitation. (100 kN vertical force).

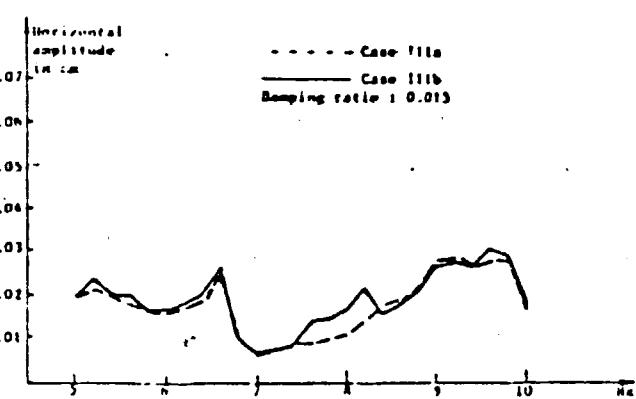
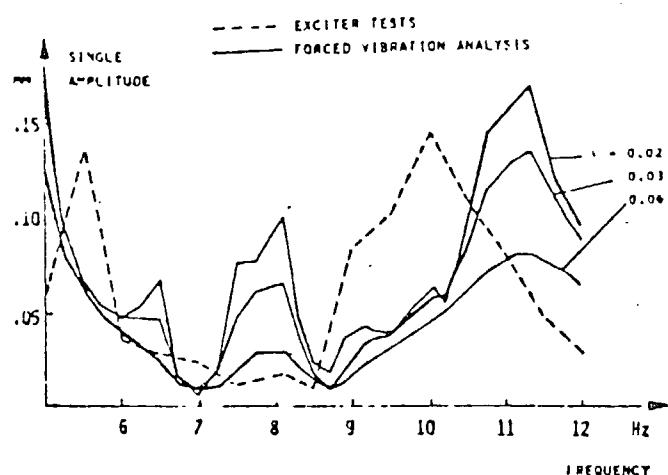
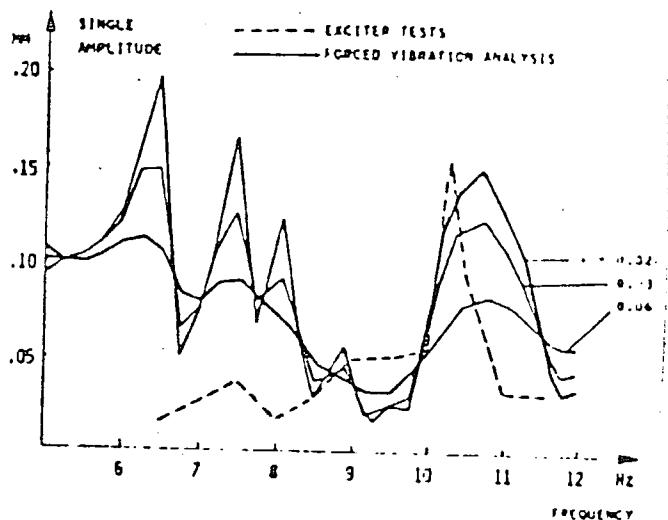


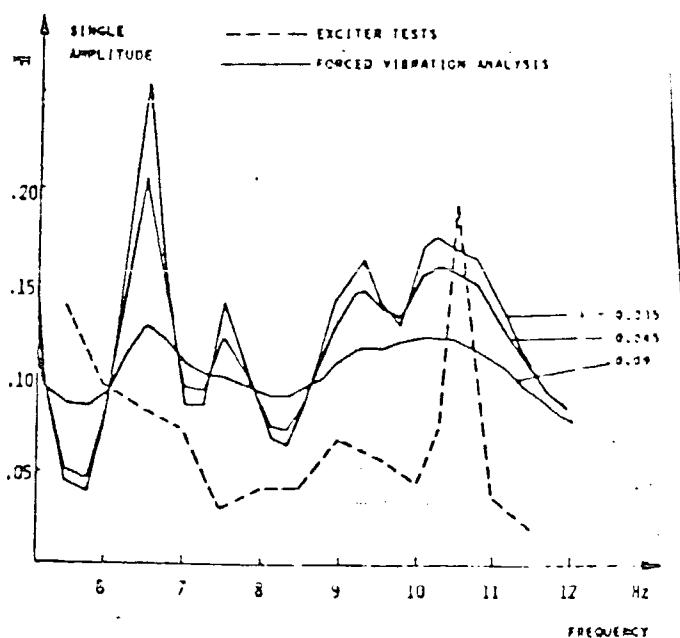
Fig. 6: Comparison between clamped and complete hull girder idealization for tanker. (Response at top of superstructure due to 100 kN vertical force above propeller)



**Fig. 11:** Predicted and measured horizontal response at top of superstructure for 131,000 dwt. tanker due to horizontal excitation at stern.



**Fig. 12:** Predicted and measured horizontal response at top of superstructure for 131,000 dwt. tanker due to vertical excitation at stern.



**Fig. 13:** Predicted and measured vertical response at stern for 131,000 dwt. tanker due to vertical excitation at stern.

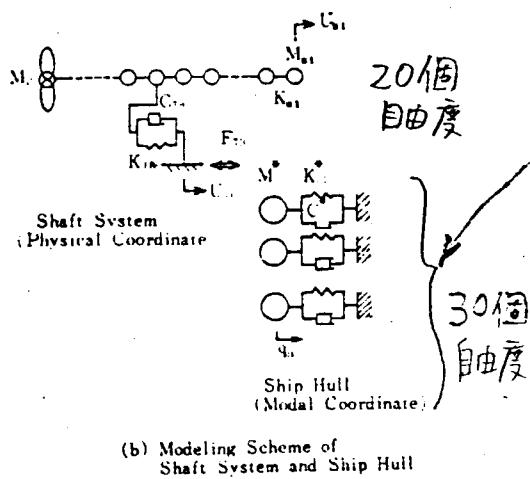
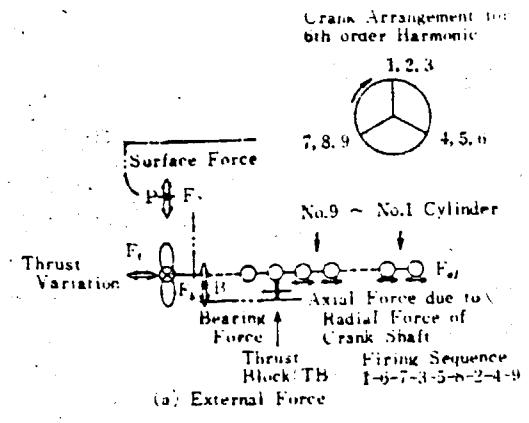


Fig. 15 Vibration Model for Response Analysis  
(応答計算用モデルの概念図)

Total D.O.F. 3030  
Reduced D.O.F. 286  
No. of Grids 584  
No. of Plates 697  
No. of Bars 869  
D.O.F.: Degrees of Freedom

Fig. 9 Structural Model of Natural Vibration Analysis of  
Ship P  
(有限要素で組立てた P 船の固有振動解析用モデル)

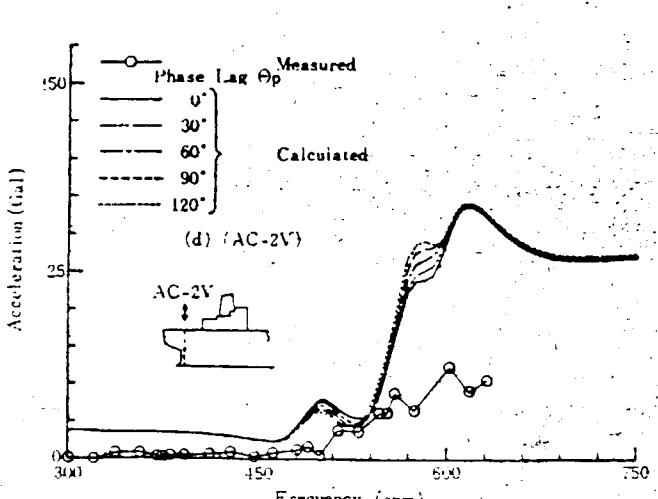
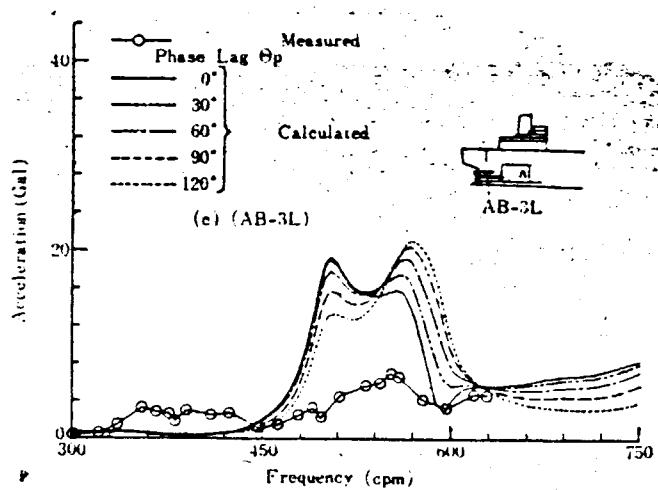
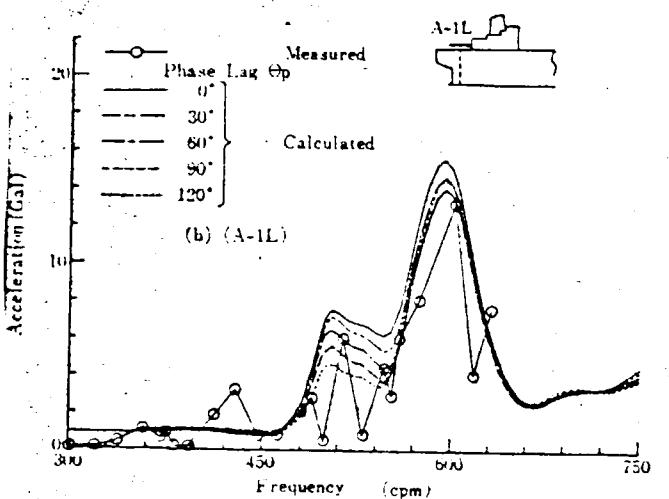
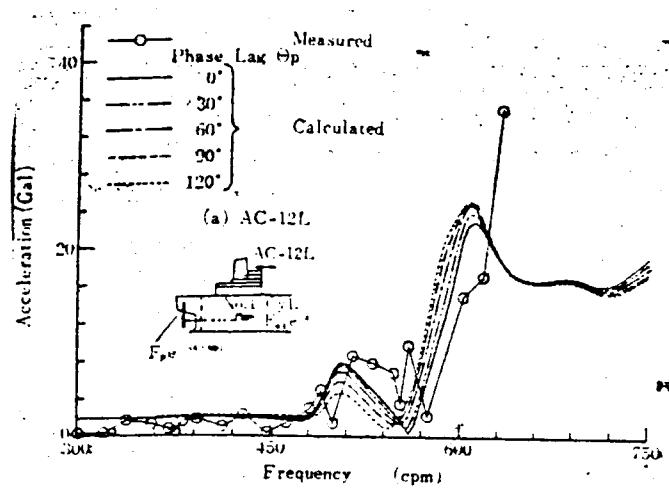
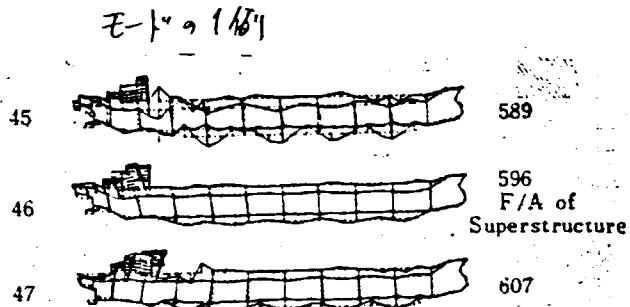


Fig. 16 Comparison of Calculated and Measured Vibratory Response of Ship P for Trial Condition  
(振動応答計算値と実測値の比較 (AC-12L, A-1L))

Fig. 17 Comparison of Calculated and Measured Vibratory Response of Ship P for Trial Condition  
(振動応答計算値と実測値の比較 (AB-3L, AC-2V))

図 3.7 文献(5)

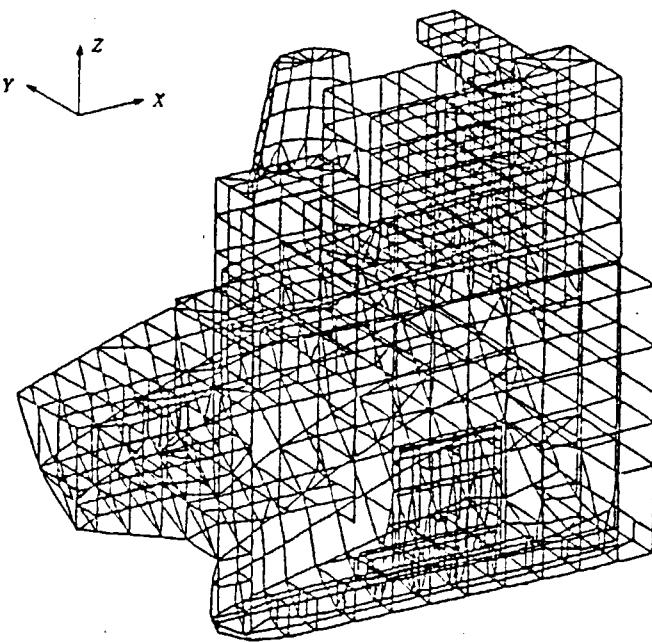


図 2 船尾部の全体モデル Global model of afterbody of ship

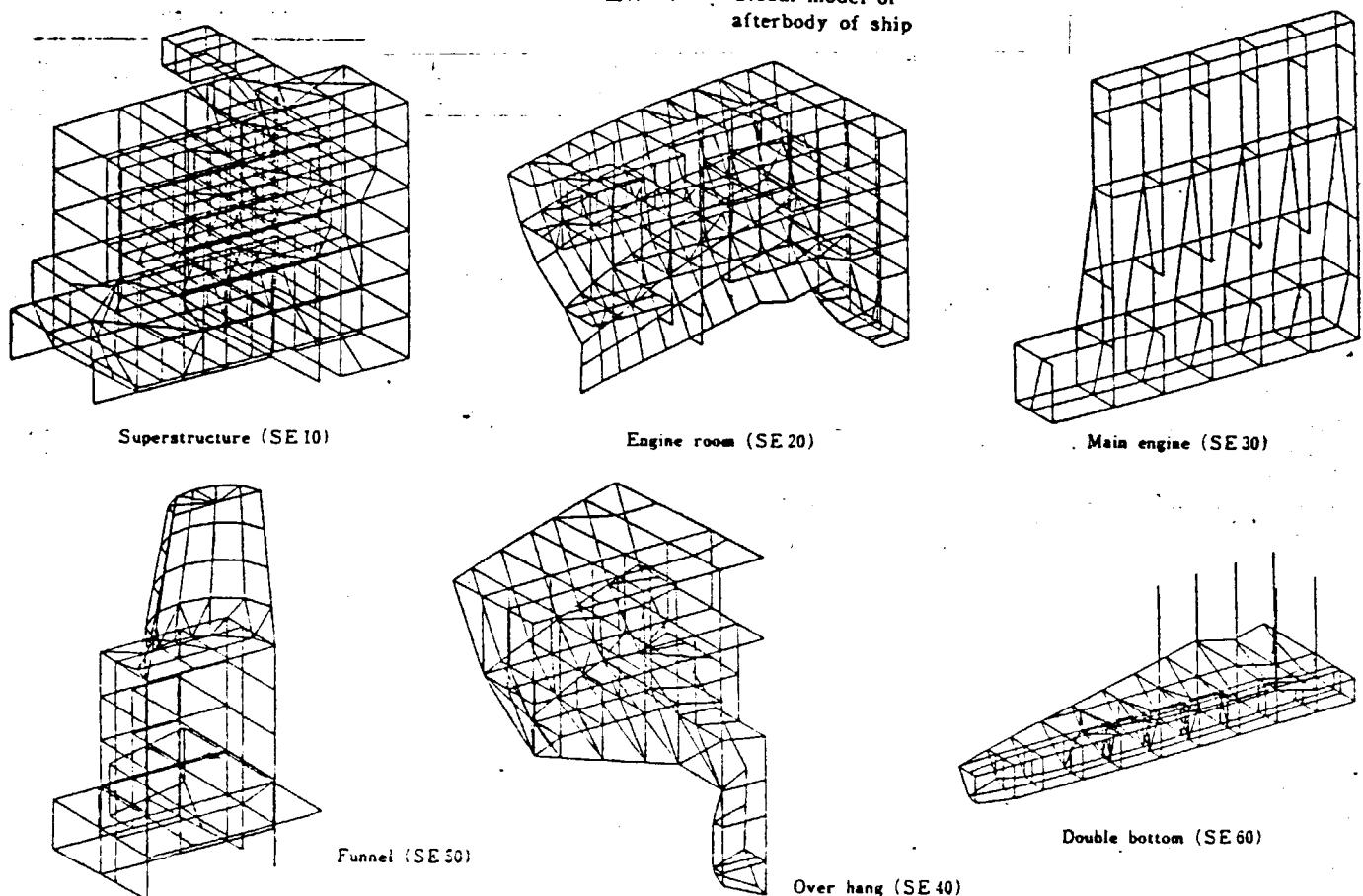


図 3 スーパーエレメントモデル Superelement models

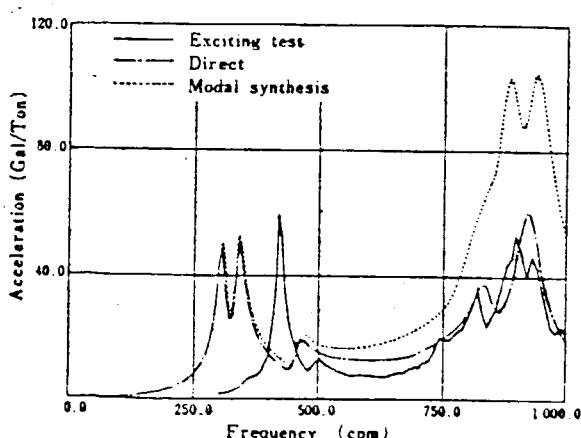


図 7 主機の左右方向共振曲線 Resonance curve of transverse vibration of main engine

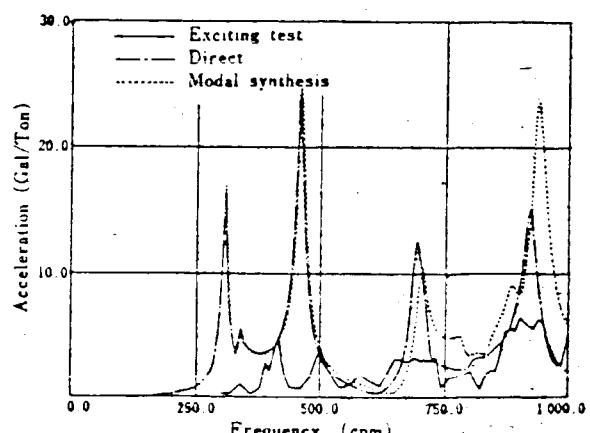


図 6 上部構造の左右方向共振曲線 Resonance curve of transverse vibration of superstructure

図3.8 文献(6)

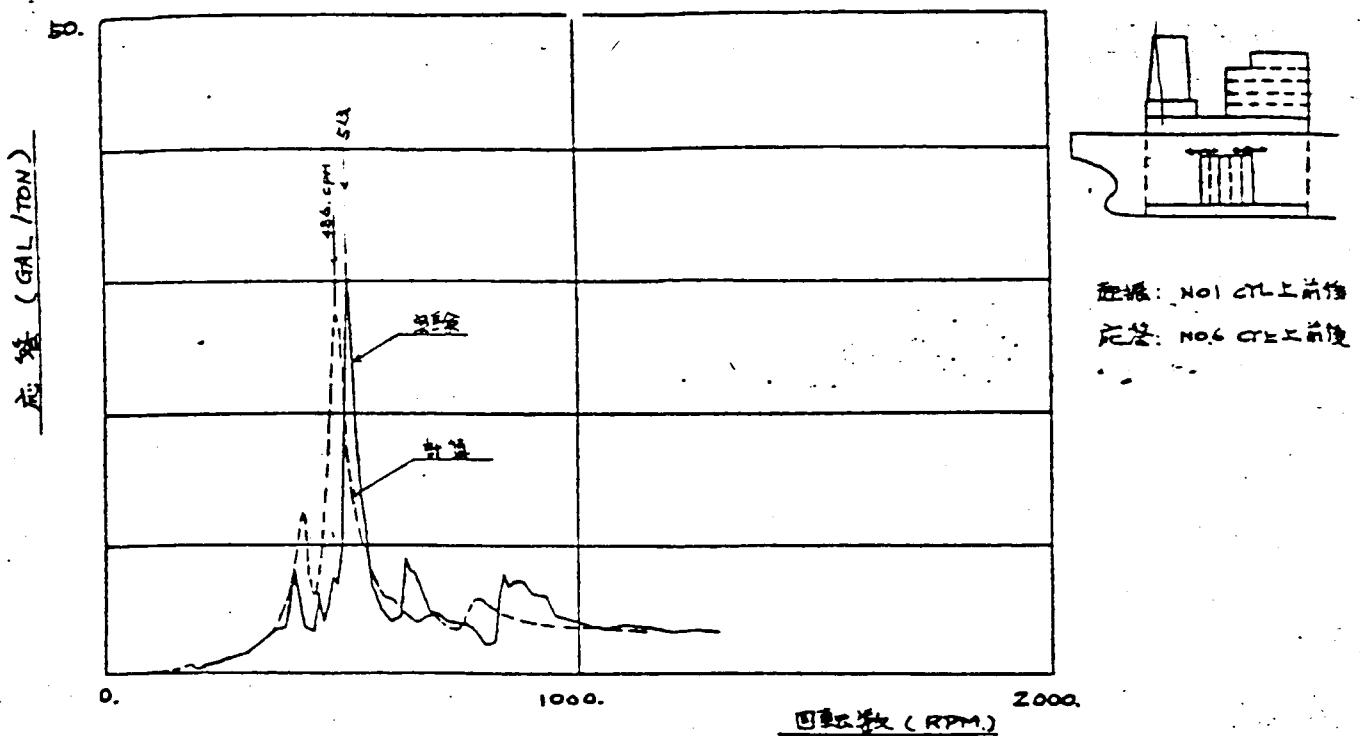


Fig. 5.1 応答解析

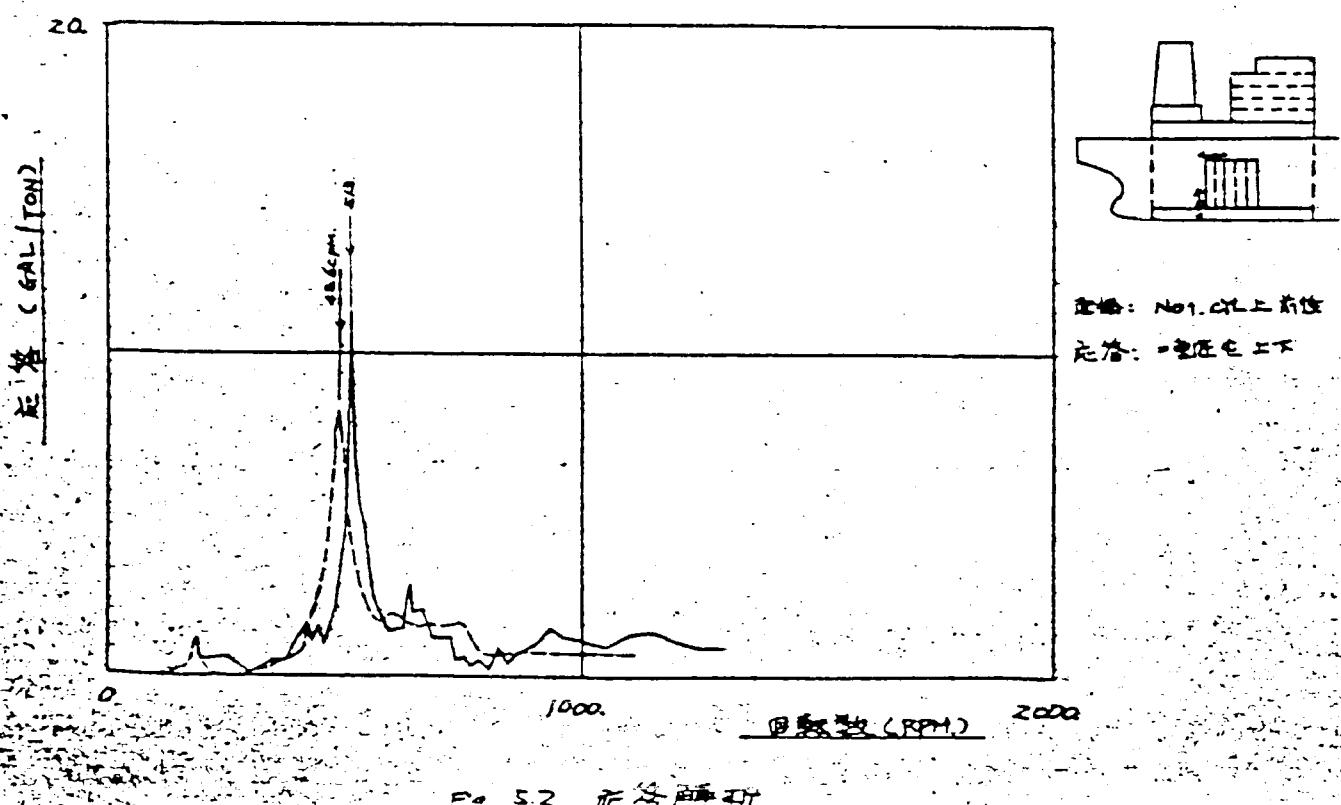
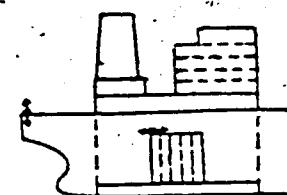
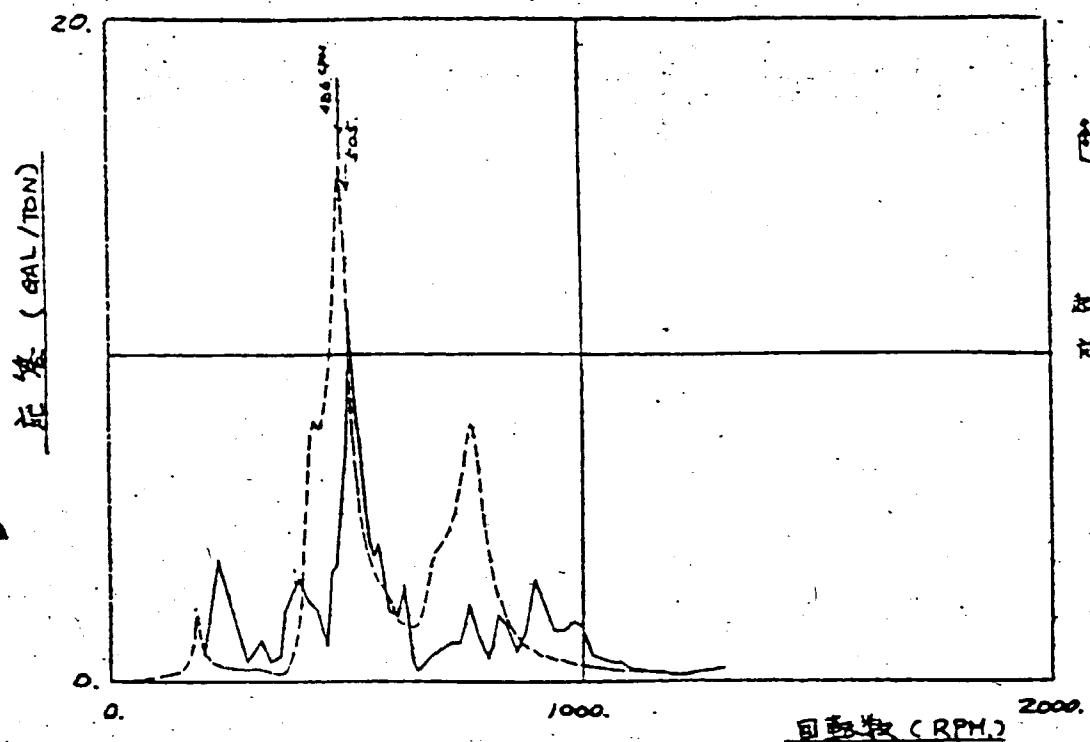


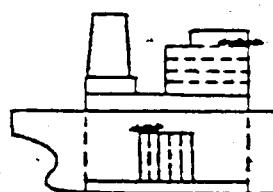
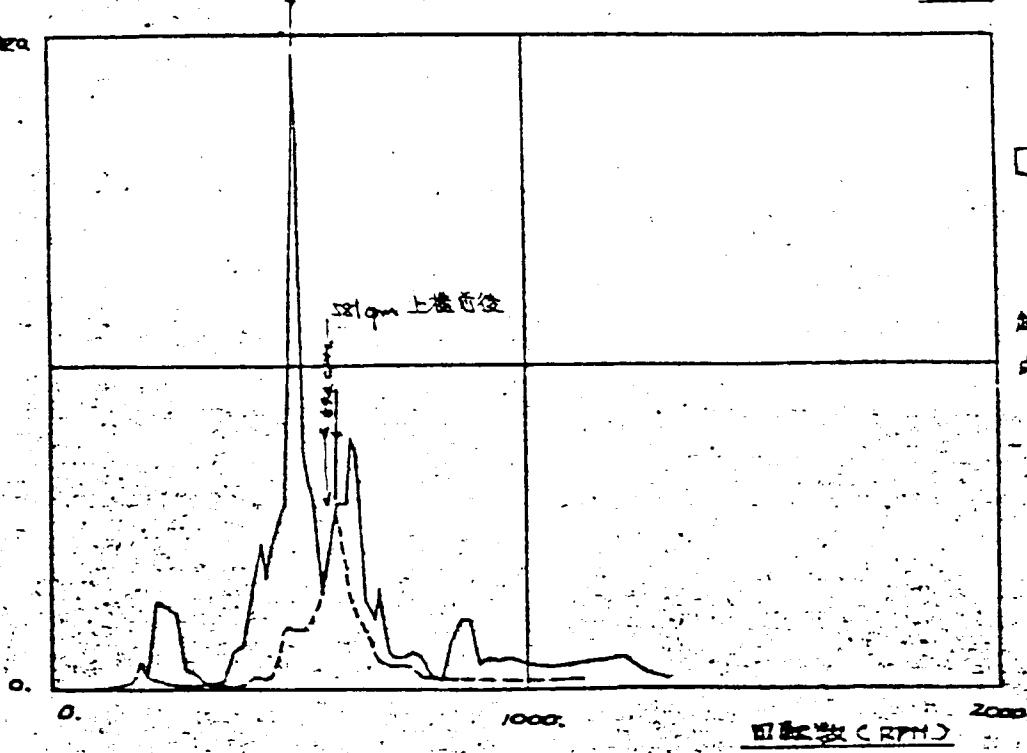
Fig. 5.2 応答解析



起振: No.1 CRT. 上前後  
応答: 和尾端上下

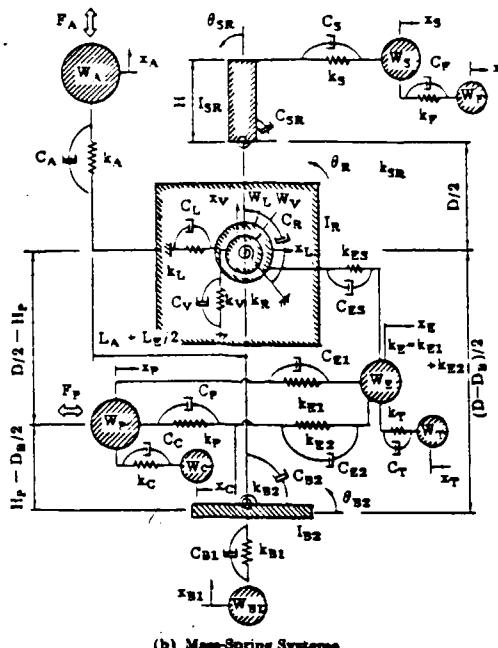
Fig. 5.3 起振解析

起振 (GAL/TDN)



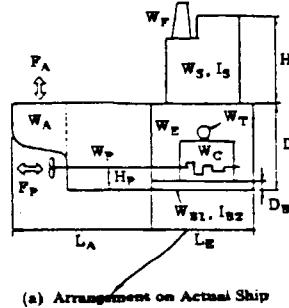
起振: No.1 CRT. 上前後  
応答: NAR. BR. SK. 前後

Fig. 5.4 起振解析



(b) Mass-Spring Systems

3.9 文獻(7)



(a) Arrangement on Actual Ship

FIG. 2 MODELLIZATION OF COMPONENTS INTO MASS-SPRING SYSTEMS

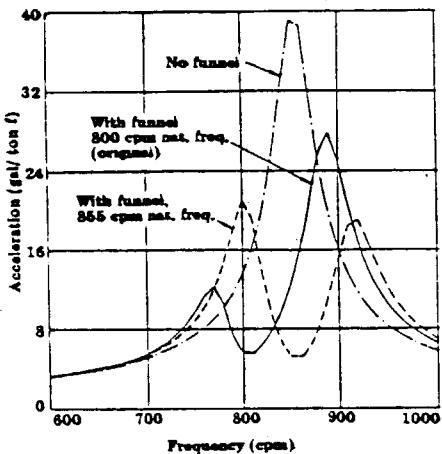


FIG. 20 CALCULATED CONTRIBUTION OF FUNNEL TO VIBRATION RESPONSE - SHIP "A", VERTICAL EXCITATION AT STERN, LONGITUDINAL VIBRATION RESPONSE OF SUPERSTRUCTURE

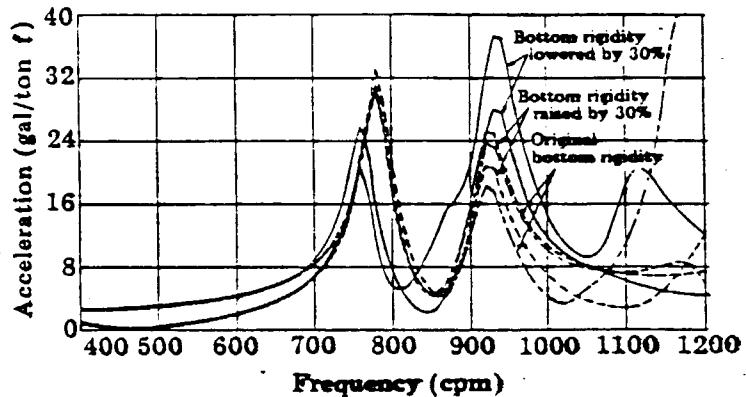


FIG. 21 CALCULATED EFFECT OF SHIFT IN DOUBLE BOTTOM NATURAL FREQUENCY - SHIP "B", VERTICAL EXCITATION AT STERN, VIBRATION RESPONSE OF SUPERSTRUCTURE (LONGITUDINAL) AND STERN (VERTICAL), UNDER BALLAST, AFT PEAK TANK EMPTY

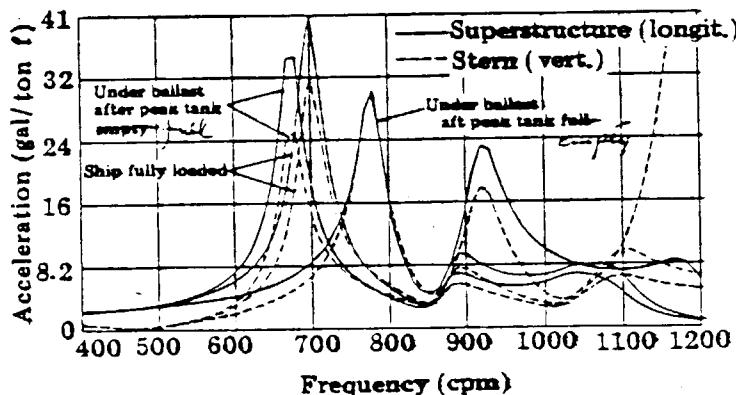
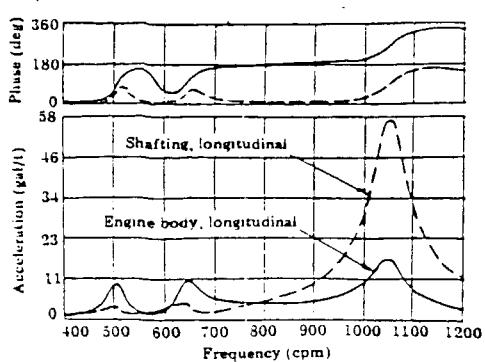
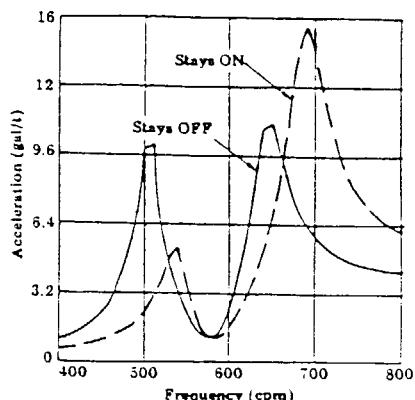


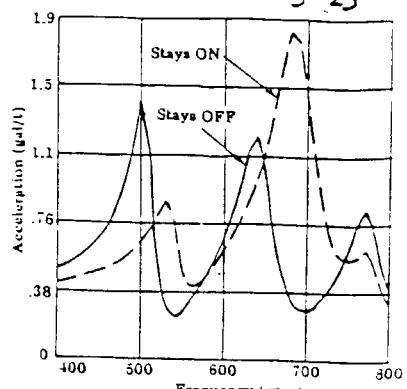
FIG. 19. CALCULATED RESPONSES FOR DIFFERENT CONDITIONS OF LOADING - SHIP "B", VERTICAL EXCITATION AT STERN



(a) Engine body (longitudinal); shafting (longitudinal) — with stays OFF

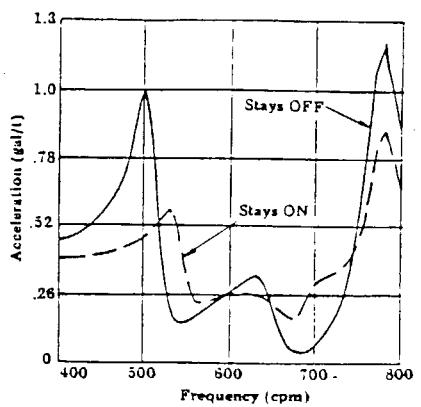


(b) Engine body (longitudinal) — Engine stays ON/OFF

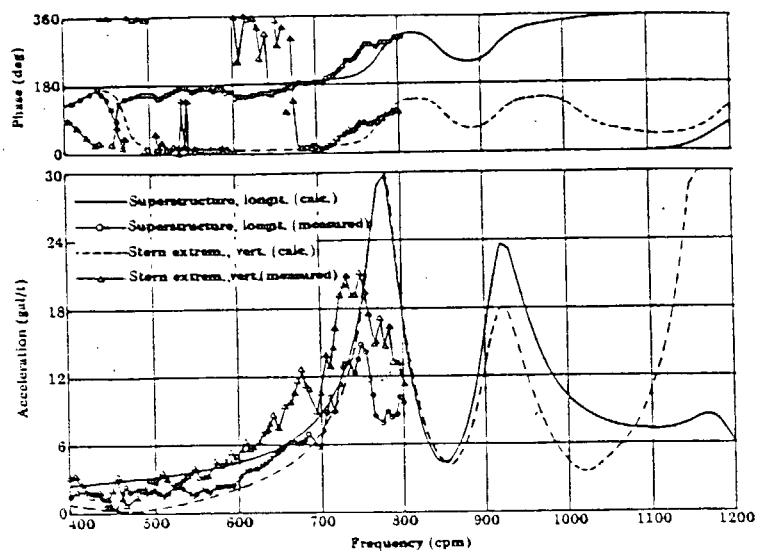


(c) Supersstructure (longitudinal) — Engine stays ON/OFF

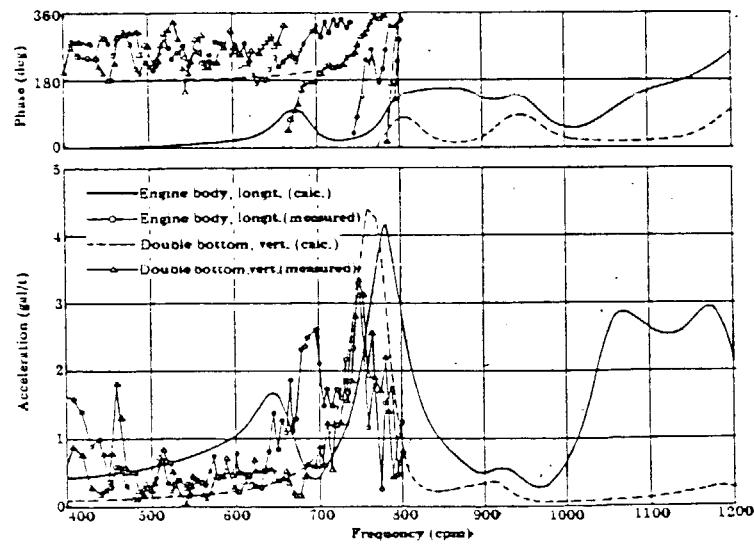
FIG. 11 CALCULATED RESPONSE TO PROPELLER THRUST FLUCTUATION - SHIP 'A'



(d) Stern extremity (vertical) — Engine stays ON/OFF



(a) Supersstructure (longitudinal); stern extremity (vertical)



(b) Engine body (longitudinal); double bottom (vertical)

FIG. 13 TEST OF VERTICAL EXCITATION AT STERN - SHIP 'B', AFT PEAK TANK EMPL

図 3.10 文献(8)

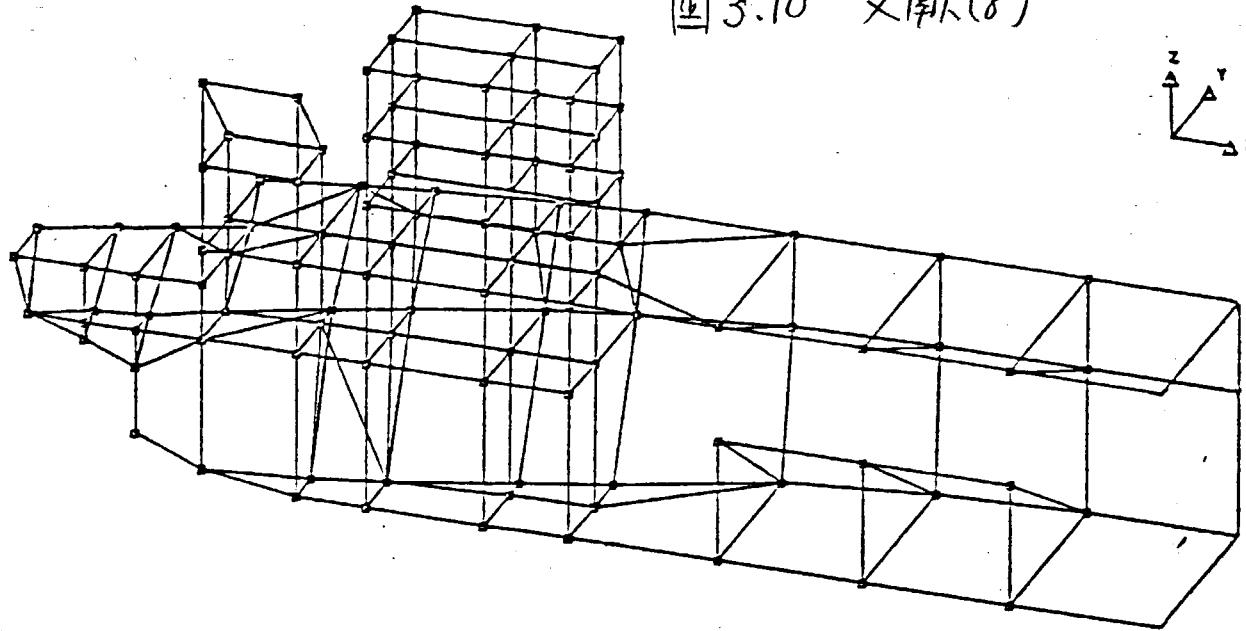
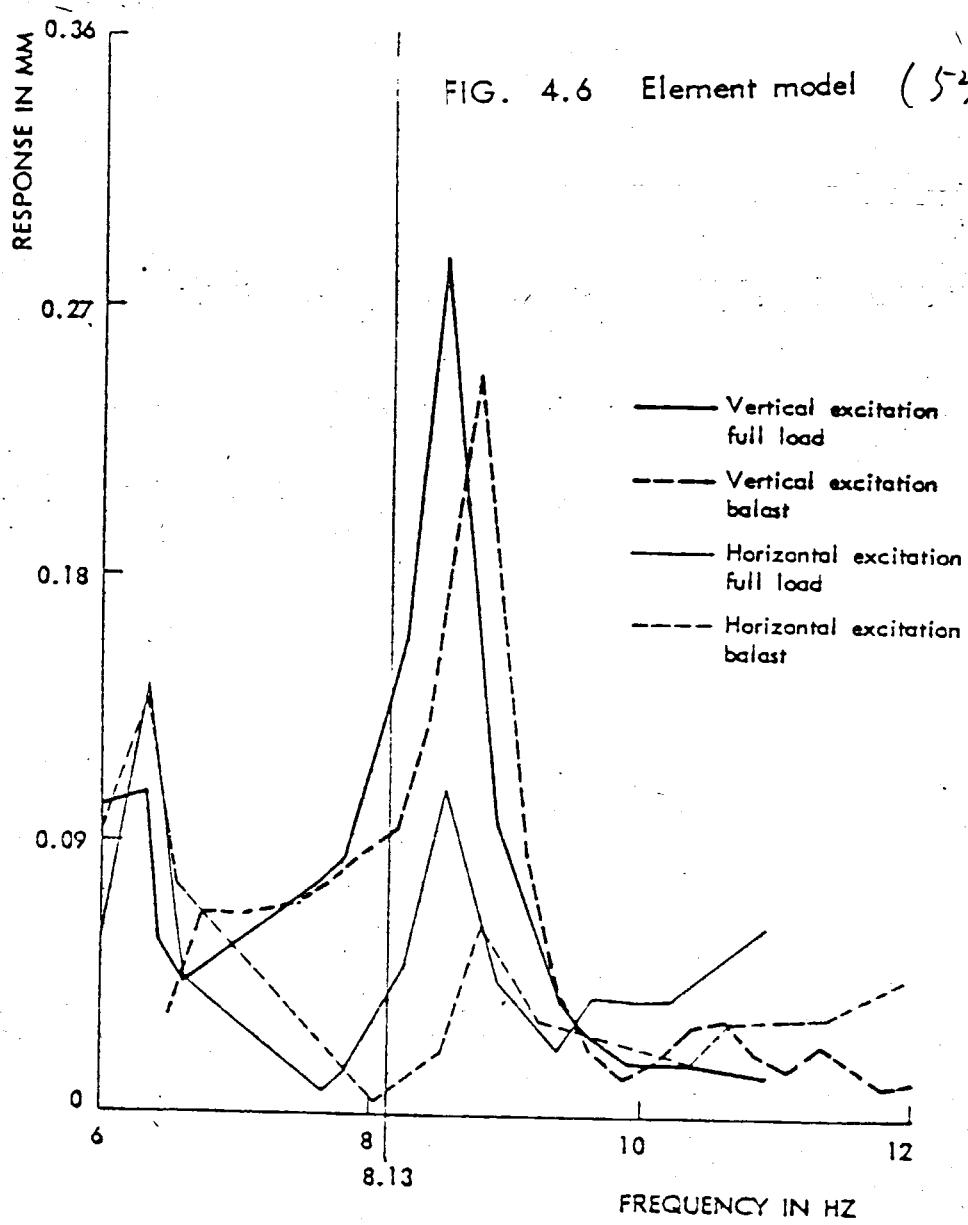
FIG. 4.6 Element model ( $5,200 \text{ m}^3 \text{ LPG}$ )

FIG. 4.7 Horizontal response at top of wheelhouse  
 Vertical excitation at thrust bearing of 100 kN  
 Damping factor: 2%

3.11 文献(9)

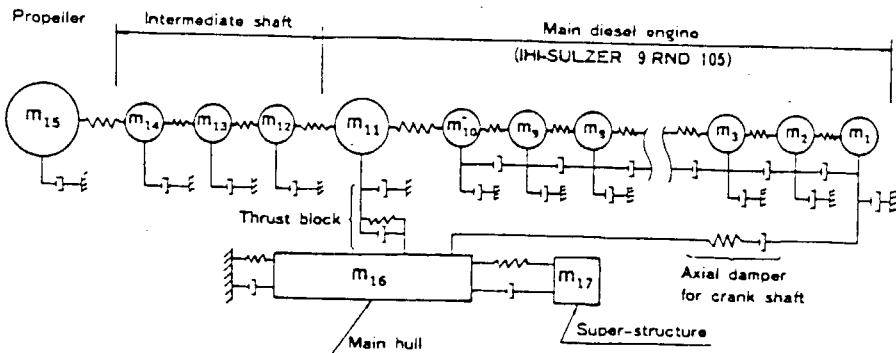


Fig. 2 An example of simulation model representing longitudinal vibration response—case of 9-cylinder engine

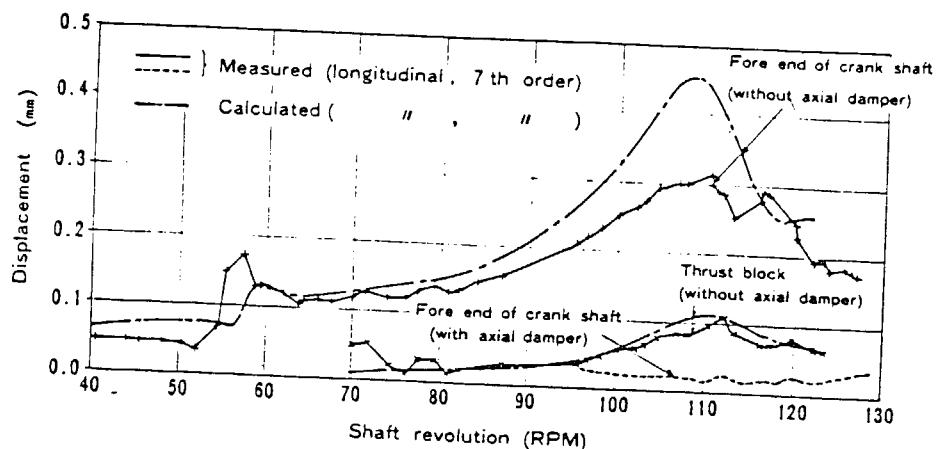


Fig. 5 Longitudinal vibration responses of shafting at crank shaft and thrust block—Ship "A" (7RND90 engine)

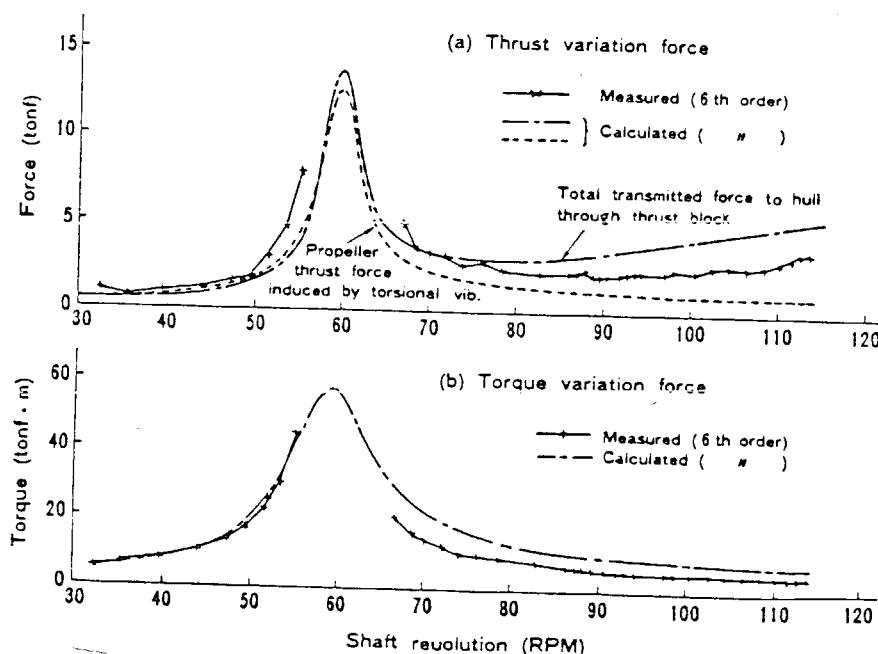


Fig. 7 Calculated and measured results of thrust and torque variation force—Ship "B" (6RND76M engine)

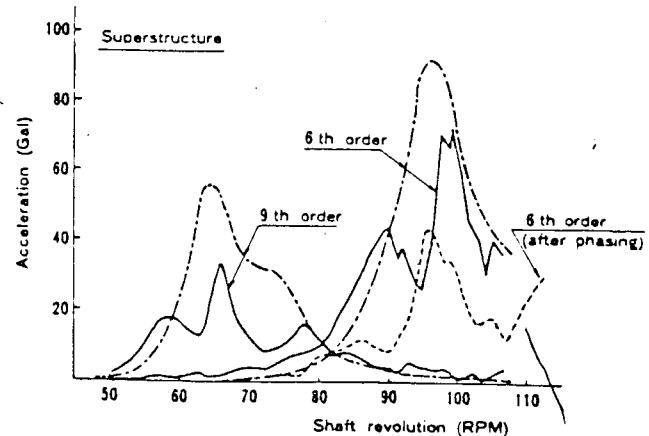
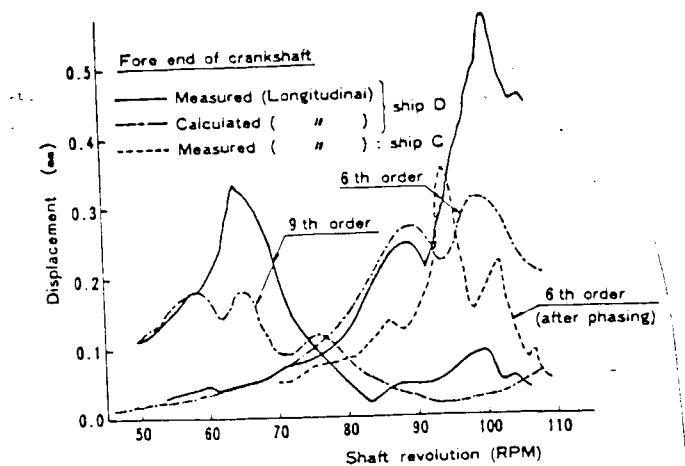


Fig. 9 Longitudinal vibration responses of shafting at crank shaft and superstructure—Ship "C", "D" (9RNLL105 engine, 6-bladed propeller)

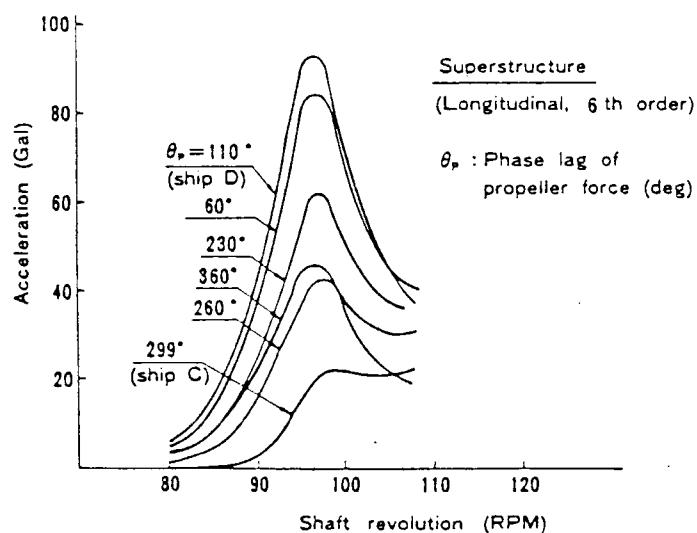


Fig. 11 Propeller phasing procedure simulated by calculation

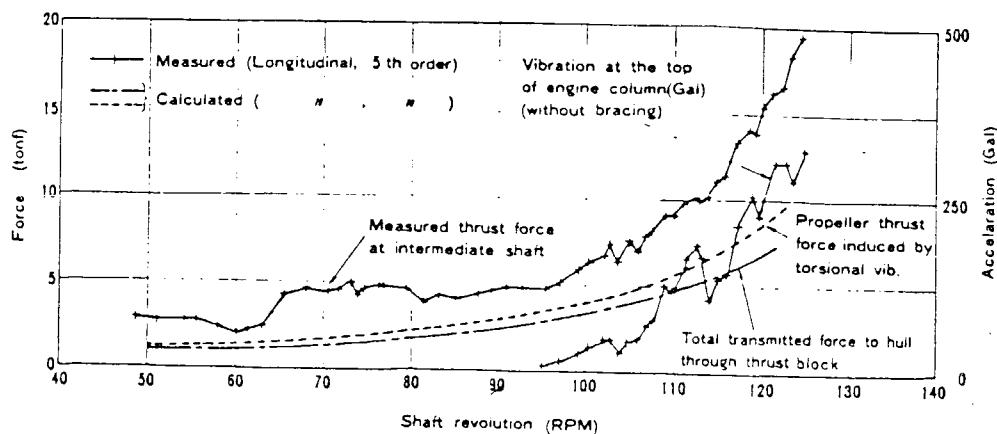


Fig. 15 Thrust variation forces and longitudinal vibration response of engine column

## 第4章 主機架構前後振動と振動伝達

低速船用ディーゼル主機関は、筒当たり出力の高出力化、ロングストローク化 および 少数シリンダー化などによって省エネルギー対策が進められている。この結果 燃費改善の他に機関室長の短縮、保守点検費用の軽減などの利点もある反面、構造的には背高となり起振力の増大とあいまって、主機架構 前後振動 が 各社共通の問題になってきた。

本章では、ディーゼル主機 架構前後振動の発生とその防振対策について、主機振動実績および主機構造方式の調査を行なうと共に、主機振動計算法、主機振動に影響が大きいと考えられる軸振動特性を調査検討して、架構振動発生の機構および今後の検討課題を示した。

## 4.1 主機架構前後振動実績の調査

### (1) 実績データ

最近、ディーゼル主機架構前後振動のデータが数多く報告されている。<sup>1)~32)</sup> これらのうち海上運転時の計測データ以外に、主機の起振実験データとの対比が出来るデータをとりまとめて表4.1.1に示す。表4.1.1のデータから船上起振実験と海上運転時の架構前後振動数を比較して図4.1.1に示す。尚起振機実験は主機頂部を起振したものである。航走中は主機起振力及びプロペラ起振力によって誘起された軸振動が推力軸受台を介して主機を励振すると考えられるので主機頂部を起振した場合と比較して振動応答特性に着力点の影響があるものと思われるが、表4.1.1にはその時の実験結果をそのままのせている。

### (2) 前後振動数

架構前後振動数は船上起振実験に比べて海上運転時の方が低下している。本調査データでは10%前後低下するものが多い。その原因としては、船体状態の差、軸振動との連成影響の他に図4.1.2に示す左右振動に見られるような非線形性の影響すなわち固有振動数が振巾の増加とともに減少する影響等が考えられる。

### (3) 前後振動加速度

架構前後振動は一般に陸上運転では生じていないが、海上運転時に大きい場合には100galを越えている。これは図4.1.3に示すように陸上運転に比べ海上運転時の応答がむしろ小さくなる主機架構左右振動は非常に異なった現象である。

表 4.1.1 主機前後振動強度と加速度

供試主機	陸上起振実験 <sup>*1)</sup>			船上起振実験 <sup>*2)</sup>			海上運転			文献		
	CPM	gal/t	CPM	gal/t	CPM	gal	CPM	gal	有無	テテ	有無	
B社 80 % 5RLA 90			513	31	425	130			無	32)		
B社 60 % 5RLB 76			590 615	20 13	540	90			無	46)		
B社 60 % 5RLA 90	560	23	512	27					無	31)		
A社 65 % 5RLB 76			552	38	508	150			無	28)		
F社 130 % B9W5-90GFC			570	10	525	80			有			
D社 60 % 5L80GFC			465 510							46)		
E社 80 % 5RLA 90			540	32	505	98			無	36)		
E社 34 % 4RTA 58			665 480	20 40	660	30			有			
					435	165			無	2)		
					450 <sub>±10%</sub>	50 <sub>±10%</sub>	有					
			543	120	508	171			無	26)		
			612	15	492 <sub>±10%</sub>	10 <sub>±10%</sub>	有					

\*(1) 主機頂部前後加振

\*(2) 主機頂部前後加振

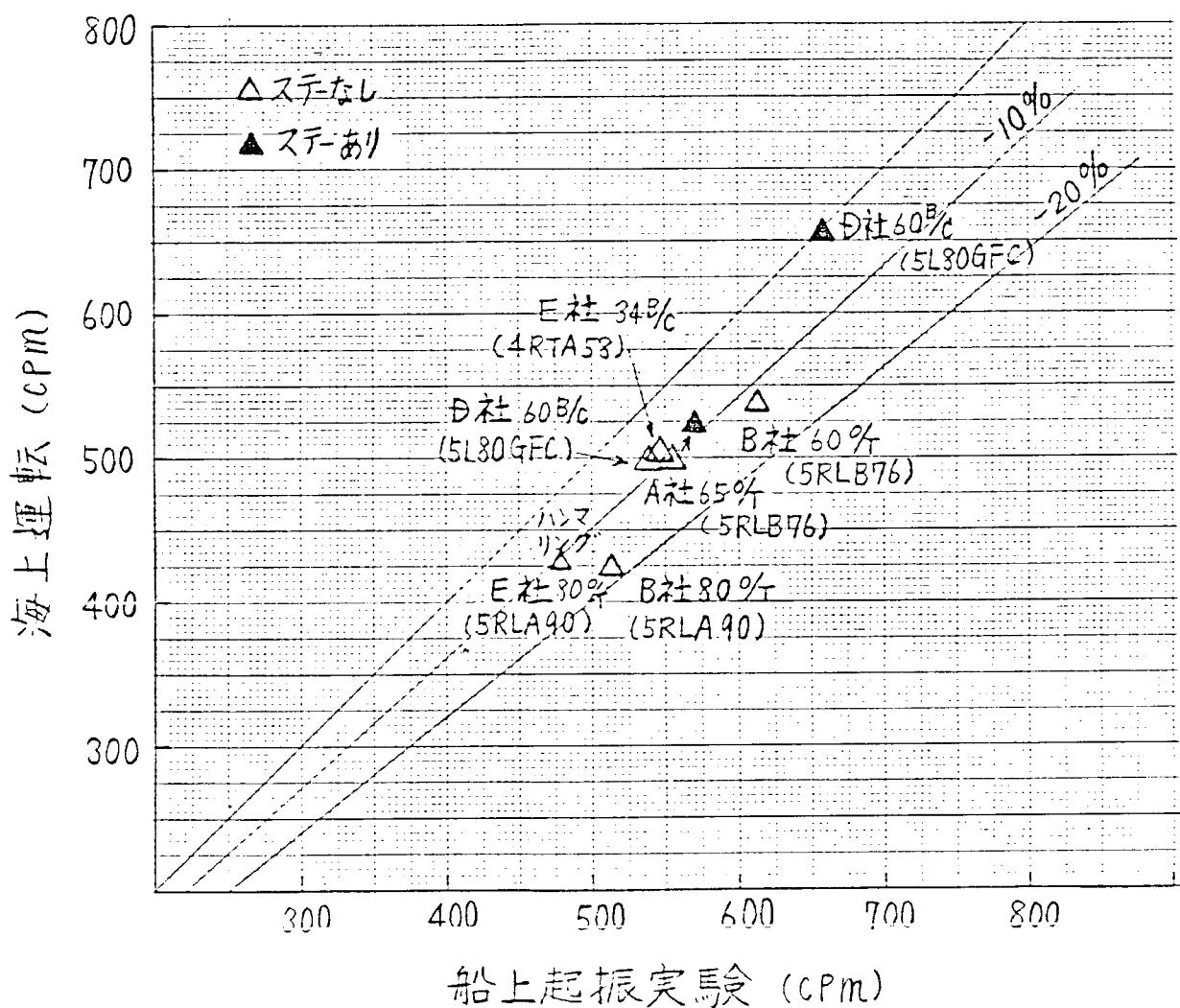


図 41.1 船上起振実験と海上運転での主機前後振動数

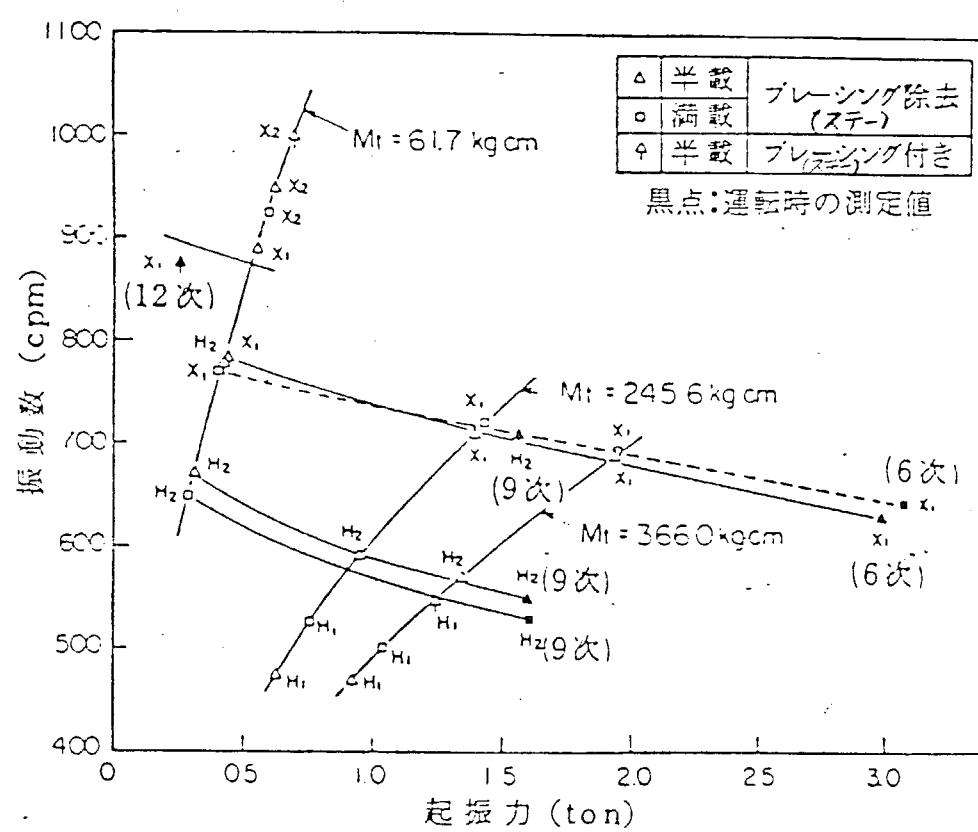
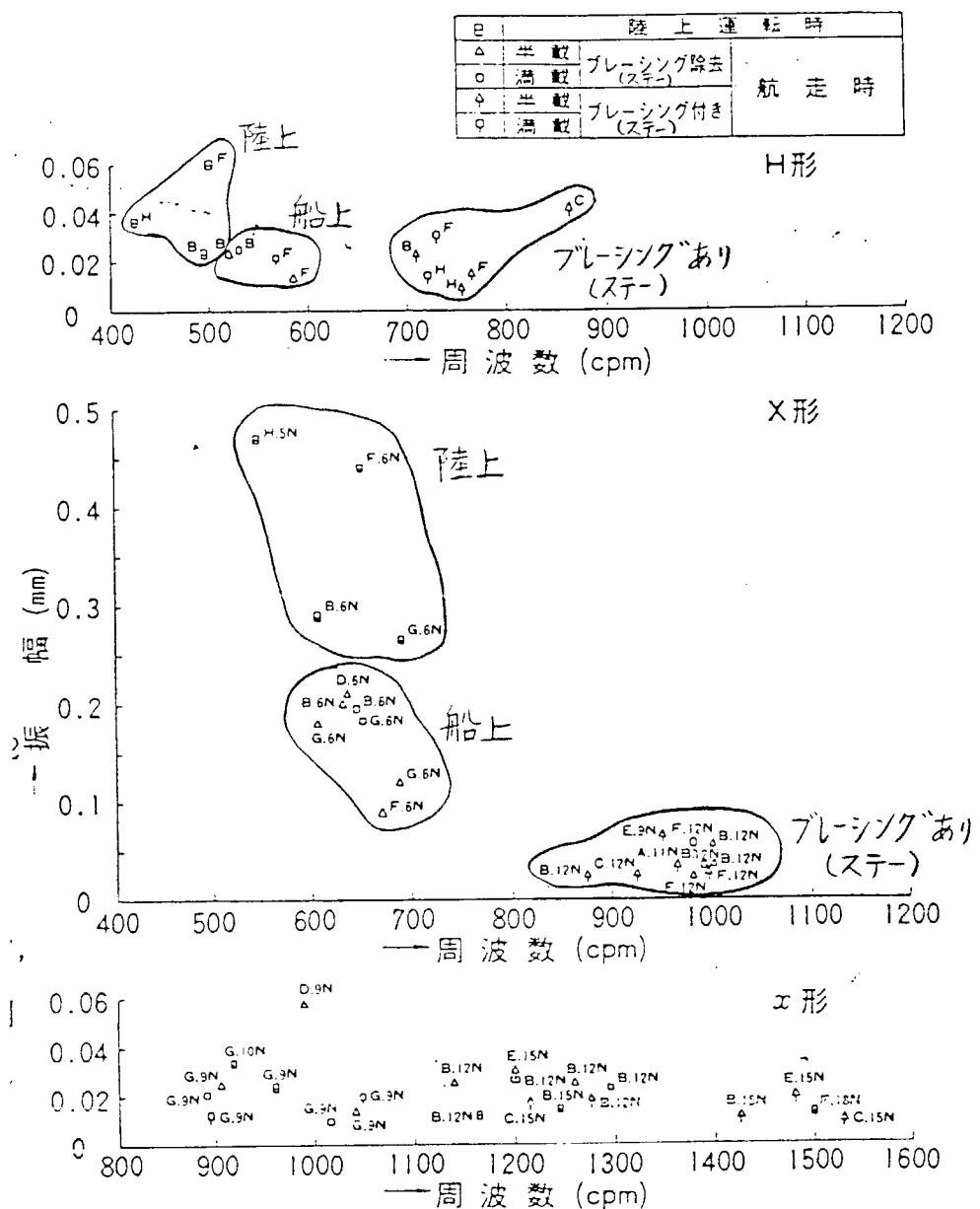


図 4.1.2 船上実験時の起振力と主機架構左右振動数の関係 <sup>33)</sup>



4.1.3 H形、X形およびz形振動の固有振動数と駆動架構  
上段後端の振幅<sup>33)</sup>（各記号には船名と振動次数を付記した）

## 4.2 主機架構の構造方式の調査

船用大型ディーゼル主機及び軸系の構造方式を公表カタログとともに分類整理した。ディーゼル主機の構造は上部よりシリンダーフレーム、架構、台板より成り、夫々の構造概要を図4.2.1に示す。シリンダーフレーム、架構、台板及びスラスト軸の各部構造はメーカーによって異なっている。それらの詳細については4.7節に示しているが、最近の傾向として下記の点が挙げられる。

- (1). 台板の構造については、スラストブロックを台板に組みこんだ“内装型”が多く、スラストブロックの内装化により、主機長の短縮化がはかれている。
- (2). クランク軸とスラスト軸は従来一般にカップリングで結合されているが、両軸の一体化をはかり、主機長の短縮化がなされている。
- (3). 上記の構造方式からの機関長の短縮化と気筒数減少ロングストロークとがあいまって、最近の省エネ型機関は背高主機となり、主機振動数は低下する傾向にある。
- (4). 主機架構前後振動が問題になるかどうかは、架構の振動数が、主機起振力などの起振周波数と共振するかどうかで決まり、構造の相違だけでは即断できないが、防振対策検討が従来以上に重要なになってきたといえる。

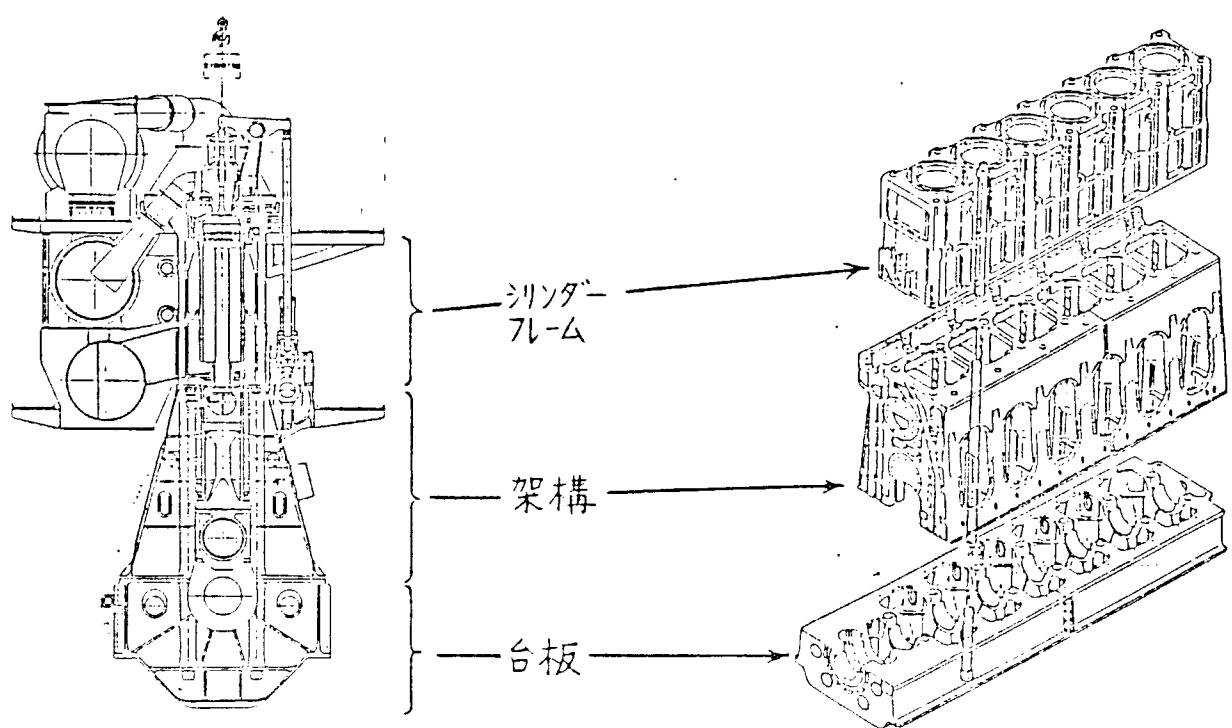


図 4.2.1 主機関の概略構造

### 4.3 主機架構前後振動計算法

主機架構の前後振動は架構自身の挠み振動の他機関室ニ重底の上下振動と連成し、また軸振動の影響を受けているものと思われる。振動計算法について公表された文献には、機関室ニ重底との連成を扱ったもの、軸振動の影響を検討したものが多い。本節では主なものの概要を示す。

(1). 中村<sup>34)</sup>、村上は超低回転5気筒機関において発生した主機架構前後振動を報告すると共に主機のせん断剛性ニ重底挠み剛性の検討が必要であると述べている。また軸系、主機及びニ重底の連成振動計算モデル(図4.3.1)を紹介している。

(2). 香川、藤田、北村<sup>35)</sup>は、図4.3.2に示すように、主機架構と機関室ニ重底との連成振動について、主機架構を板骨平板にモデル化し機関室は3次元板骨モデルとした3次元FEM連成計算を実施した。また、それぞれ単独の振動特性をもつたモード合成法によるパラメトリックスタディーを実施し、連成振動数、応答特性を調べるとともに、略算法を提案している。

(3). 水内、松本、脊藤<sup>36)</sup>は、図4.3.3に示すように、主機架構と機関室ニ重底との連成振動についてまず主機は詳細3次元FEM静解析による計算結果をもとに等価な梁構造に置換し、機関室はウェブフレーム及びガーダなどからなる骨組構造モデルに置換して、前記の主機との連成振動計算を実施している。更に本モデルを用いて、防振ステーの効果を検討している。

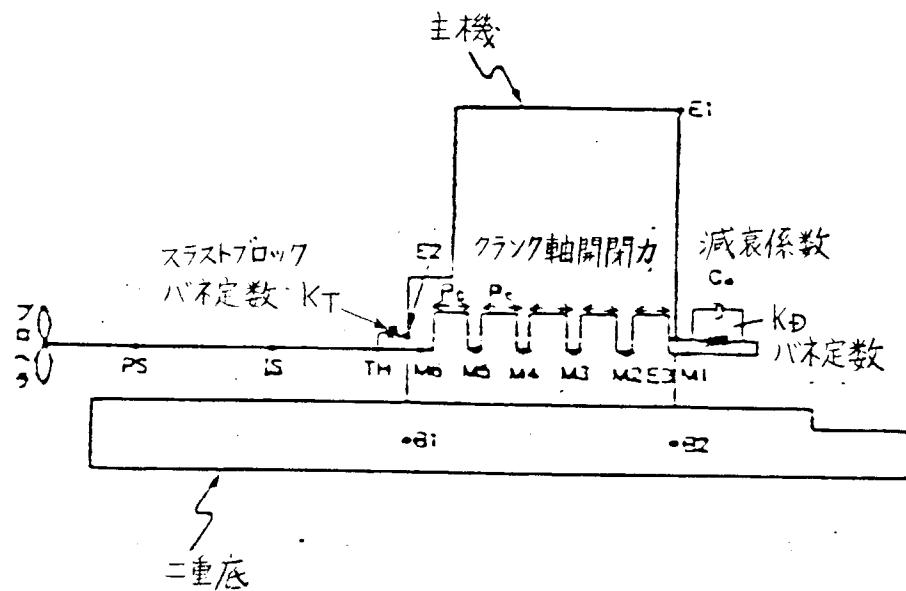
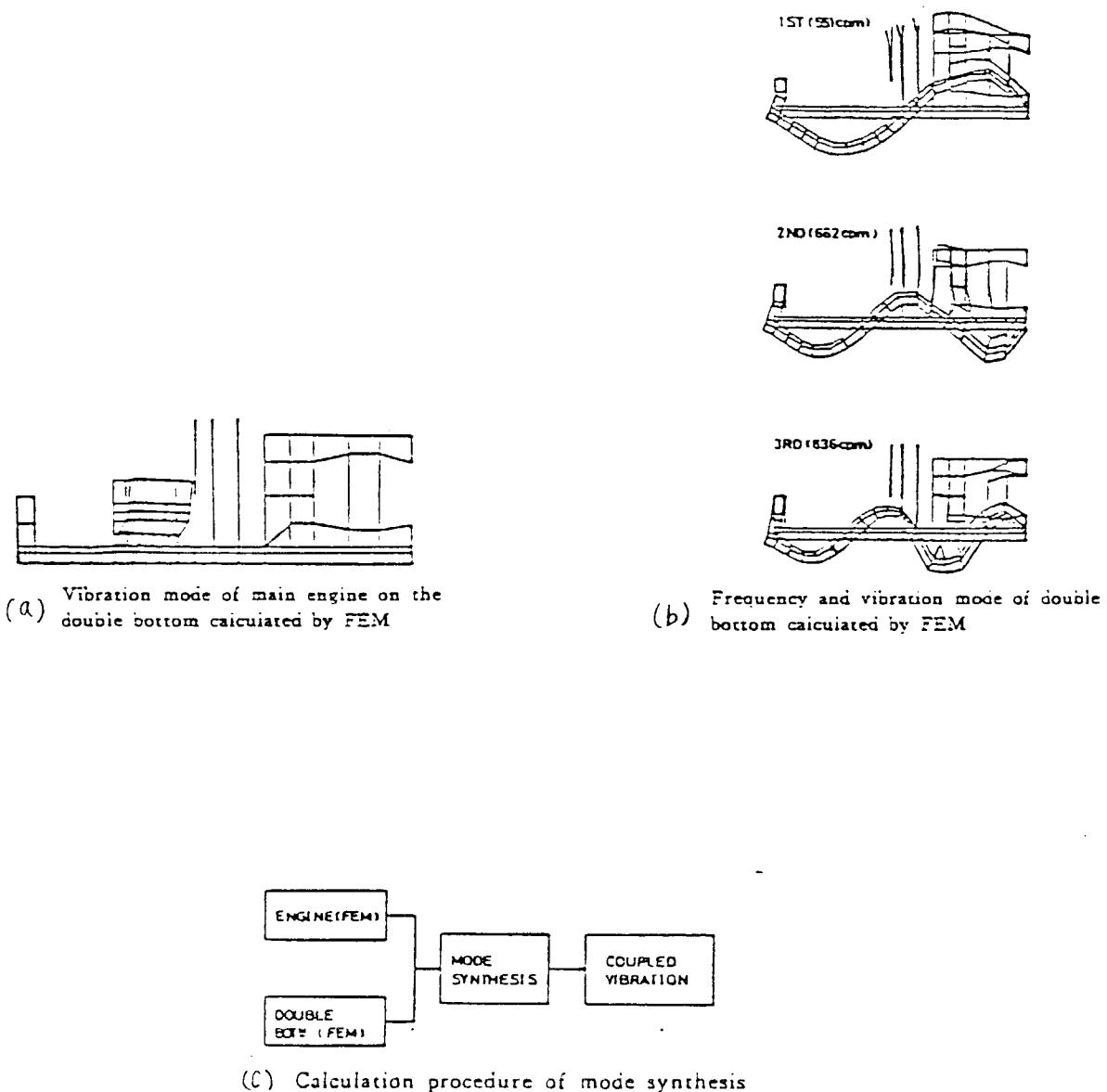


図 4.3.1 主機架構前後シミュレーション計算モデル <sup>34)</sup>



35)

図 4.3.2 モード合成法モデル

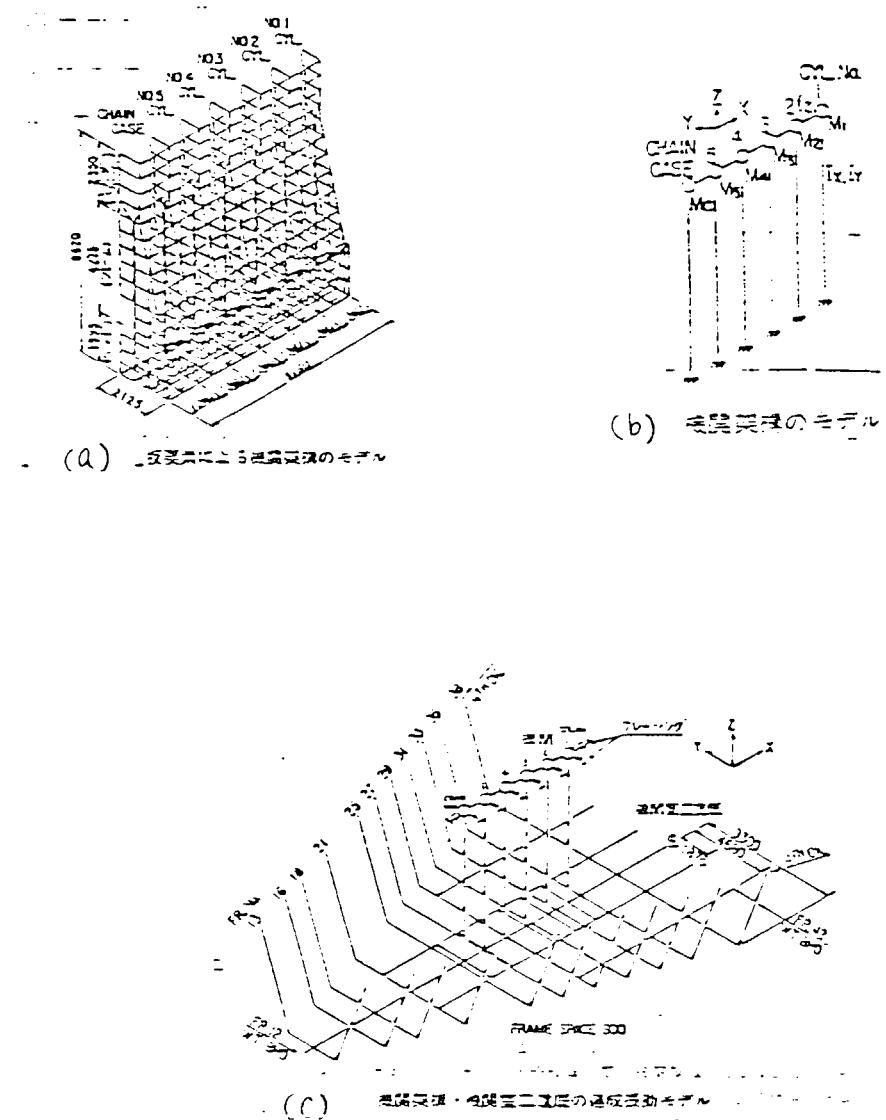


図 4.3.3 立体骨組みモデル<sup>36)</sup>

- (4) 吉田、前田は図4.3.4に示すように船体、上構、機関室ニ重底、<sup>37)</sup>  
船尾張出し部クラシク軸、推進軸、主機、煙突、ターボチャージャなど船  
尾部の各種構造をバネ質量系にモデル化した連成振動計算法を  
提案している。計算例の1つとして主機に対する防振ステーの効果  
を検討すると共に共振回避の必要性を述べている。
- (5) 藤井、谷田は図4.3.5に示すようにクラシク軸～推進軸系の縦振  
動、船体縦振動及び上構前後振動をバネ質量系にモデル化し  
ている。<sup>38)</sup> 9シリンダー、6翼プロペラでのフェジング効果を示すと共に、  
主機架構の振動の原因として捩れ振動に伴なうプロペラ流体  
反力(変動スラスト)の影響を検討している。
- (6) 熊崎は軸の捩れ振動を図4.3.6に示すようにバネ質量系にモデ  
ル化し、捩れ振動数を下逃げすると常用域でのプロペラ流体反  
力による変動スラストが減少し、主機振動への起振力が小さくな  
ると述べている。<sup>45)</sup>

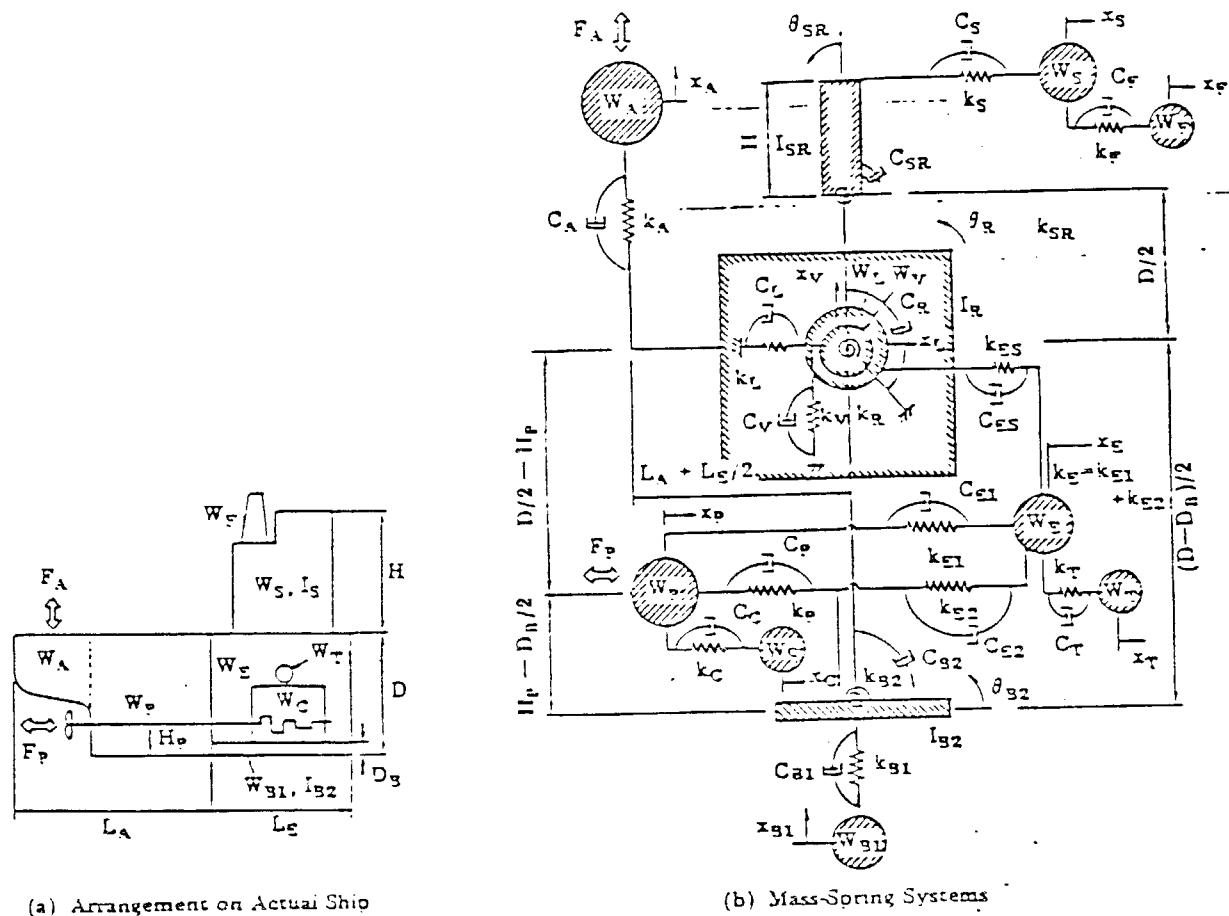
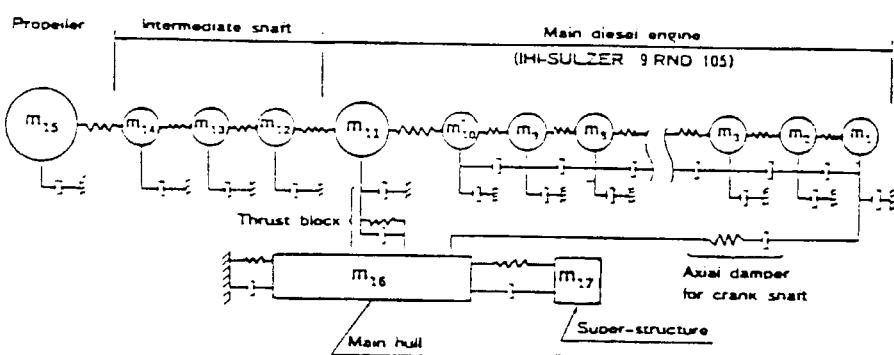
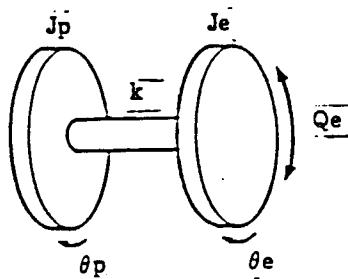


図 4.3.4 船尾部構造の質量・バネモデル<sup>37)</sup>



An example of simulation model representing longitudinal vibration response—case of 9-cylinder engine

図 4.3.5 軸系、船体上構の質量・バネモデル<sup>38)</sup>



- $J_p$ : Moment of inertia of propeller including shaft
- $J_e$ : Equivalent moment of inertia of main engine
- $k$  : Torsional spring constant
- $Q_e$ : Torque fluctuation of gas force
- $\theta_p$ : Torsional deformation angle at propeller end
- $\theta_e$ : Torsional deformation angle at main engine end

Simplified model  
for calculating funda-  
mental mode shafting  
torsional vibration

図 4.3.6 軸系の質量・バネモデル<sup>45)</sup>

## 4.4 軸系縦振れ連成特性の検討

少數気筒機関では多数気筒機関に比較してトルク変動が大きく、軸振れ振動が発生しやすい。軸系の振れ振動に伴ない縦振動が生ずることは時に実船で経験される。このような現象はディーゼル船ではクランクスローの構造特性が原因として説明されている。<sup>39)~41)</sup>

またタービン船ではプロペラ流体反力の影響<sup>42)</sup>が挙げられている。この様な軸系の縦振れ連成振動が主機振動に影響を与えるものと考え、本節では、これらの検討結果を紹介する。

### 4.4.1 クランク軸の縦振れ連成機構

#### (1) 連成機構

三木、松本<sup>39)</sup>は振れ振動によって生ずる振れ荷重により、クランクピニオンのねじり及びクランクウェブの曲げが生じて軸受位置での縦方向変位が発生すると述べている。

全、津田<sup>40)</sup>は慣性力によって生ずる振れ荷重と曲げ荷重を考慮できるように、クランクスローの軸方向変位、軸まわりの回転及び横撓み角に対するバネ特性を表す剛性行列を導入し、アトリックス解析法による縦振れ連成振動計算法を導いている。

新井<sup>41)</sup>は振れ振動によって縦振動が生じる原因として、ねじれ振動に伴うクランク面内慣性力が横曲げ荷重及び曲げモーメントを生じ、クランク面内曲げ変形が軸方向の変形を生じるものであると述べている。

## (2) 梁モデルによる数値計算結果

4気筒船の実際のクランク軸を屈曲した梁構造にモデル化し捩りに伴う縦変形を調査した。以下に計算の概要と結果を示す。

計算に際して、軸の境界条件を次の様にとった。

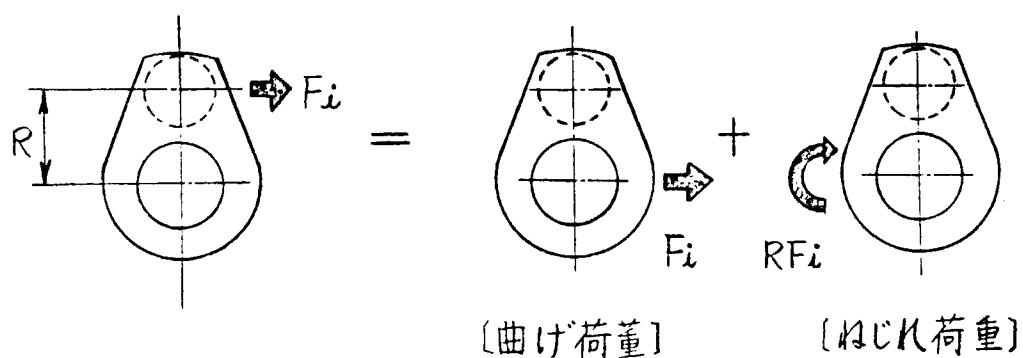
クランク軸はスラストカラー位置で固定とし、またそれとの軸受支点で上下、左右の変位を拘束し回転と軸方向の変位を自由にした。

荷重はクランク軸の捩れ振動モードに対応する慣性力を考えた。

即ち、図4.4.1に示す様に、クランクピソンに作用する接線方向の慣性力を横曲げ荷重と純捩り荷重とに分解して、夫々の荷重に対する変形を計算した。計算結果を図4.4.2及び表4.4.1に示す。

図4.4.2はクランク軸の変形を示している。表4.4.1には各シリンダー毎に負荷した場合と全シリンダーに負荷した場合の軸先端の変位を示している。表4.4.1より各シリンダー毎の捩り荷重による軸先端の縦方向変形量は全て同一方向で重畠するが、曲げ荷重による変形量はクランク軸内で相殺して小さくなり、軸の縦方向変形には捩り荷重の影響が大きいことが判った。

このような機構によって、クランク軸の捩れ振動の慣性力が縦方向の変形を誘起して、縦振動との連成が生じていると考えられる。



$F_i$ : クランクピソンに作用する捩れ慣性力

$R$ : クランク 半径

図 4.4.1 変形計算の荷重

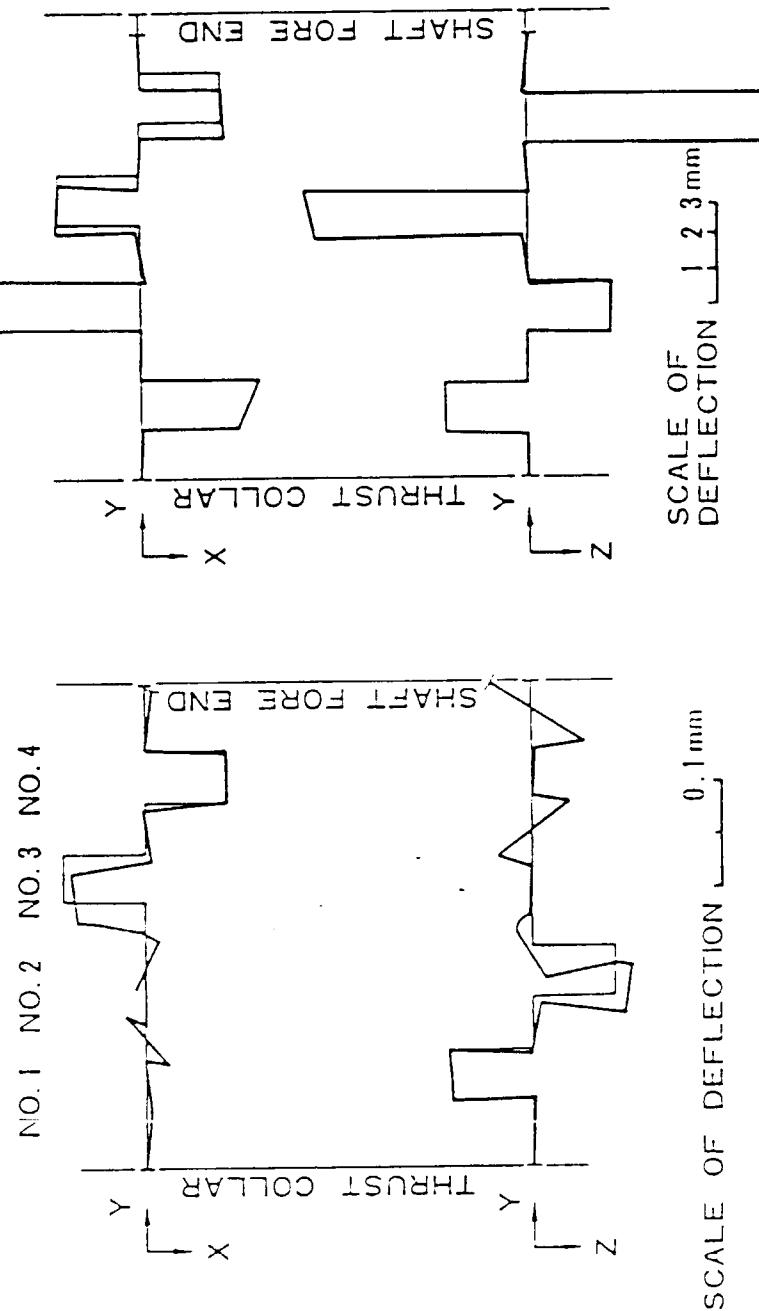


図 4.4.2 摩擦慣性力によるケーラー軸の変形 (4RTA58)

表4.4.1 振れ慣性力によるクランク軸先端の縦振巾

(UNIT mm)

ENGINE FORCE	4RTA58		
	LATERAL	TORSIONAL	BOTH
NO. 1 CYL	0.005	-0.006	-0.001
NO. 2 CYL	0.060	-0.076	-0.016
NO. 3 CYL	-0.058	-0.220	-0.278
NO. 4 CYL	-0.008	-0.299	-0.307
ALL CYL	-0.001	-0.601	-0.602

#### 4.4.2 プロペラ流体反力

流体中で振動するプロペラには、流体から動的な反力が作用する。この流体反力を軸振動特性を調査する際にどのように考慮すべきか検討する必要がある。本節では流体反力に関するいくつかの文献を以下に紹介する。

- (1). S.HYLARIDES, W.VAN GENT<sup>42)</sup>はタービン船を対象にプロペラ流体反力を加速度に比例する成分と速度に比例する成分とに分けて考慮し、軸系の縦振れ及び横連成計算を行い、流体反力による連成効果を示すと共に軸振動の精密化には流体反力考慮の必要性を述べている。
- (2). 香川<sup>13)</sup>は、軸の縦振れ連成振動におけるプロペラ流体反力について、準定常理論にもとづく計算式を用いて、速度に比例する成分を求め、流体力の大きさ、作用減衰効果について検討した。
- (3). 藤野<sup>44)</sup>は、軸振れ振動により生じるプロペラ流体反力による、変重力スラストが主機振動に影響があると述べている。
- (4). 藤井<sup>43)</sup>、谷田<sup>38)</sup>及び熊崎<sup>45)</sup>はプロペラ流体反力を考慮した軸振動計算を行なった。振れ振動数を下逃げすると常用域での振れ振動、従がって流体反力による変重力スラストが減少するので主機振動への起振力が小さくなると述べている。

## 4.5まとめ

### 4.5.1 主機架構前後振動の問題点

これまでに経験された主機架構前後振動に関する問題点を整理すると、表4.5.1に示す様に対策法に関する項目、主機を励振する軸振動に関する項目、励振機構に関する項目、応答および設計検討に関する項目に分類される。

問題点の主なものは軸振動と励振機構の関係、ブレーシングの効果と振動伝達の防止にあると考えられる。

表 4.5.1 主機架構前後振動の問題点

項目	問題点
対策方法	防振ステー効果の評価法
	防振ステーの所要剛性基準
	防振ステーの損傷
	防振ステーによる上構振動励振
軸振動	軸縦ダンパーの採否基準
	軸捩れ振動が使用域に近接
起振機構	大径軸によるトルク変動伝達率の増加
	起振機構の解明
応答	主機振巾の許容限界
	推定～実測の不一致
	減衰率の査定法
設計	内構材(タンク)損傷
	主機単独振動数の査定法 二重底の所要高さ

#### 4.5.2 主機架構前後振動の発生と振動伝達フロー

架構振動の発生と振動伝達のフローは非常に複雑で不明な点が多いが考え方の整理を兼ねて、図4.5.1を作成した。

図4.5.1で上方の太線で表わしたフローは、現状での通常の設計フローを示している。

上記以外の細線で表わされた部分は、起振力、軸振動と効力振機構、防振ステーの効果、振動伝達力の発生等を各因子との関係を含めて示した。すなわち主機起振力として

主機高次ガス圧変動力によるクランク軸開閉力とトルクハーモニックスがクランク軸部にまたプロペラシャフトフォースとして、スラスト変動とトルク変動がプロペラに作用し、軸の縦振動および捩れ振動を誘起する。軸振動はクランク機構により縦振動と捩れ振動とが連成する他、プロペラが振動するため流体力の影響を受ける。さらに軸の縦振動慣性力は推力軸受台を介して、主機架構及び機関室ニ重底に伝達される。主機架構と機関室ニ重底との連成振動がこの効力振に共振すると主機前後方向に過大な振動を生ずる。防振対策として、主機頂部と甲板間に防振ステー（ブレーシング）を設置し、主機振動を減少させるが、逆にステーを介して主機振動が船殻構造側に伝達させる場合がある。<sup>26)</sup>

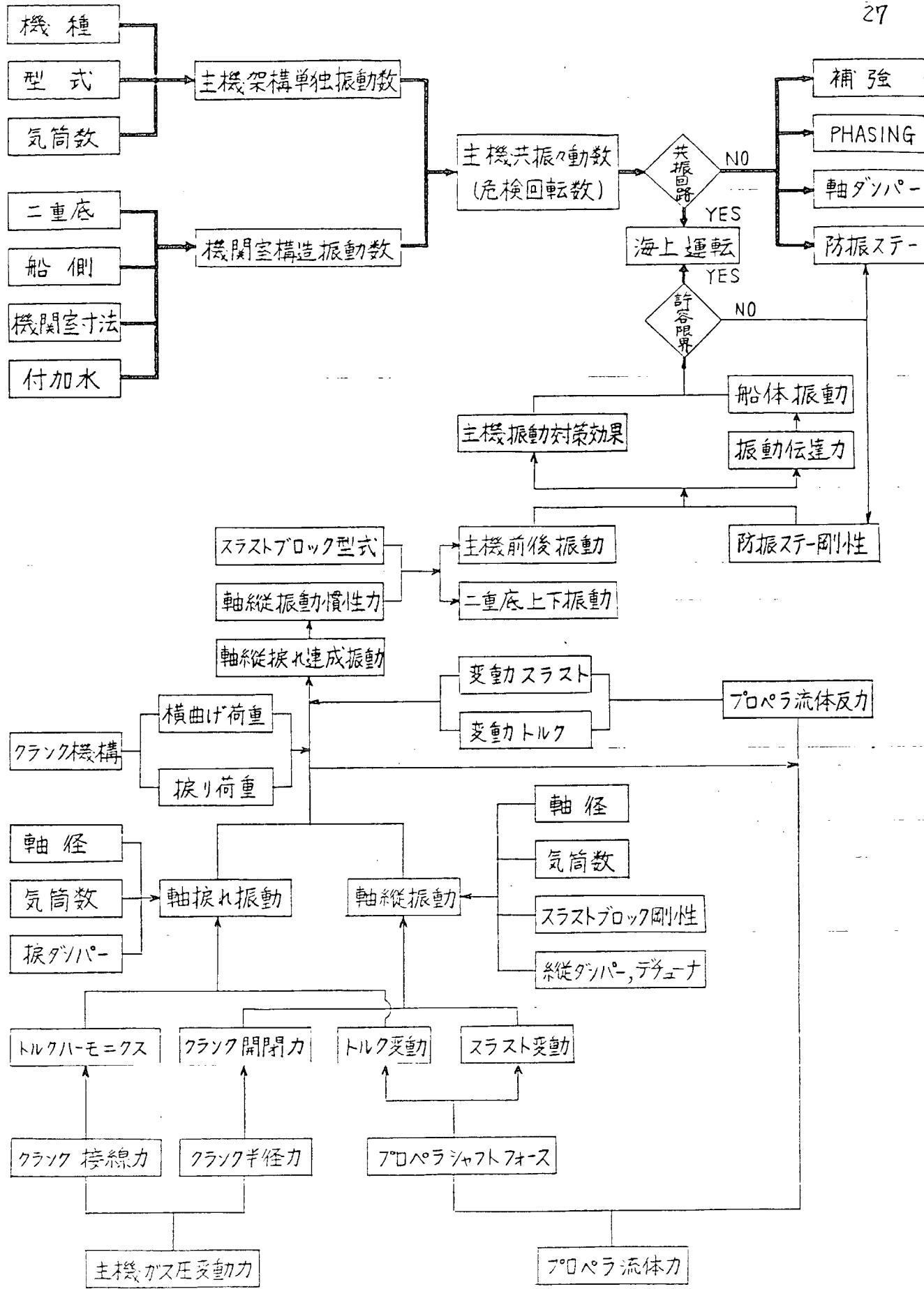


図 4.5.1 架構振動の発生と振動伝達のフロー

### 4.5.3 今後の検討課題

表4.5.2に今後の検討すべき課題を示す。

主要な検討課題として、次の3点があげられる。

#### (1) 軸振動と労力振機構の関係

起振力の着力点である軸振動特性の精密化をはかる必要がある。即ちクランク軸の縦振れ連成機構及びプロペラ流体力の影響の解明、解析手法の確立が課題である。

#### (2) ブレーシングの効果と振動伝達の防止

主機、機関室、船体上構を考慮した連成モデルにより、ブレーシングの効果及び船殻への影響について、ブレーシングの剛性との関係などを検討し、防振対策の最適化を実施する必要がある。

#### (3) 関連する各因子の寄与度(影響度)の解明

上記(1)(2)の検討を実施し関連因子の影響を把握するとともに推定法の簡易化および設計々算法の確立をはかる必要がある。

表 4.5.2 今後の課題

		現 状	今後の課題
構 造	主機架構	<ul style="list-style-type: none"> <li>・機関室二重底と連成を考慮した振動数の計算</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・振幅非線型性の影響把握</li> <li>・減衰率の査定</li> </ul>
	機関室二重底		<ul style="list-style-type: none"> <li>・船側剛性を考慮した振動特性の精密化と略算法の作成</li> <li>・付加水の精密化</li> </ul>
	軸系		<ul style="list-style-type: none"> <li>・軸縦揺れ連成機構の解明</li> <li>・プロペラ流体反力の影響(付加水質量減衰効果)</li> </ul>
起 振 力	ア ロ ラ スラスト変動	<ul style="list-style-type: none"> <li>・準定常理論による実船換算 WAKE を用いて推定</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・起振力寄与度</li> <li>・絶対値、位相の精度向上</li> </ul>
	トルク変動		
	主機 起振 力	<ul style="list-style-type: none"> <li>・クランク軸開閉力</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・実験式からの推定</li> <li>・軸揺れ振動の影響</li> <li>・Radial force からの開閉力への変換</li> </ul>
	トルクハーモニックス		<ul style="list-style-type: none"> <li>・高次成分の推定精度向上</li> </ul>
防振対策と応答		<ul style="list-style-type: none"> <li>・防振ステーにより主機の振巾低減</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>・防振ステーの剛性と応答の関係把握</li> <li>・主機補強効果の把握</li> <li>・軸縦タンパー効果の把握</li> <li>・許容限界の調査</li> </ul>

## 4.6 参考文献

- 1) 4筒エンジンによる振動についての検討  
第119回 西部構造委員会資料 119 27 1/1 (昭和56年6月) (川重)
- 2) SULZER 5RLA90 主機振動問題について  
第120回 西部構造委員会資料 120 15 3/3 (昭和56年9月)
- 3) 5シリンダ機関振動に誘起された 80,000 DWTタンカーの船体振動  
第121回 西部構造委員会資料 121 14 1/1 (昭和56年12月) (佐世保)
- 4) 120Kθ/Wタンカー振動計測結果(主機縦振動ダンパー効果)  
第121回 西部構造委員会資料 121 15 3/3 (昭和56年12月) (三菱長崎)
- 5) ディーゼル主機起振機試験結果  
第123回 西部構造委員会資料 123 23 2/2 (昭和57年6月) (石橋, 吳)
- 6) 5気筒エンジン搭載船の機関室二重底一主機連成振動立體FEM解析結果  
第124回 西部構造委員会資料 124 14 1/1 (昭和57年9月) (佐世保)
- 7) ディーゼル機関の剛性固有振動数計算  
第124回 西部構造委員会資料 124 23 1/1 (昭和57年9月) (石橋, 吴)
- 8) 5シリンダー エンジン(B&W 5L80GFCA)の振動解析  
第125回 西部構造委員会資料 125 26 1/1 (昭和57年12月) (日立)
- 9) 主機加構前後振動と機関室二重底上下振動の連成振動に関する検討  
(その2)  
第125回 西部構造委員会資料 125 32 1/1 (昭和57年12月) (三菱, 長研)
- 10) 10シリンダー エンジンの架構振動解析  
第125回 西部構造委員会資料 125 2 2/2 (昭和57年12月) (日立, 広島)
- 11) 36型BCの5気筒主機の振動検討  
第127回 西部構造委員会資料 127 27 1/1 (昭和58年6月) (川重, 梶戸)

12) 5シリンダー機関の起振器実験による振動の検討

第127回 西部構造委資料

127 45 1/1

(昭和58年6月)(日立,有明)

13) 主機・軸系振動に対するプロペラ流体力の効振作用の検討

第127回 西部構造委資料

127 32 1/1

(昭和58年6月)(三菱,長崎)

14) 40DWT タンカー 5気筒主機振動計測結果の報告

第128回 西部構造委資料

128 15 1/2

(昭和58年10月)(三菱,長崎)

15) 5シリンダー機関搭載船の振動について(続報)

第128回 西部構造委資料

128 45 1/1

(昭和58年10月)(日立)

16) 6気筒機関搭載船の上部構造の振動について

第129回 西部構造委資料

129 45 1/1

(昭和58年12月)(日立,有明)

17) 74,000 DWT BULK CARRIER 振動計測結果の報告

第130回 西部構造委資料

130 15 1/3

(昭和59年3月)(三菱,長崎)

18) 36,000 DWT BULK CARRIER 船体振動計測結果(報告)

第131回 西部構造委資料

131 27 1/1

(昭和59年6月)(川重,神戸)

19) 5気筒主機搭載 60 B/C の振動特性の検討

第131回 西部構造委資料

131 15 2/3

(昭和59年6月)(三菱,長崎)

20) 5気筒主機の振動計測結果

第133回 西部構造委資料

133 27 1/1

(昭和59年12月)(川重,神戸)

21) 6気筒主機(RTA58型)搭載船の振動について

第133回 西部構造委資料

133 15 1/3

(昭和59年12月)(三菱,長崎)

22) 32000 DWT バルクキャリアの振動計測結果

第133回 西部構造委資料

133 9 1 (昭和59年12月)(三菱,下関)

23) 5気筒エンジンの架構の起振実験について

第144回 関西構造委資料

81 9 13 (昭和56年9月)(川重,坂出)

24) 5筒主機搭載8万トンタンカーの振動計測結果

第147回 関西構造委資料

82 6 3 (昭和57年6月)(日本鋼管津研)

25) 5シリンダーエンジンの振動解析

第150回 関西構造委資料

83 3 5 (昭和58年3月)(日立,技研)

26) 4気筒主機搭載船の振動計測結果

第155回 関西構造委資料

84 6 6 (昭和59年6月)(三菱,神戸)

27) 4気筒ディーゼル主機搭載6万トンタンカー 振動計測結果

第120回 関東構造委資料

東 81 26 (昭和56年9月)(住重)

28) 65,500DWT TANKER 5CYLINDER主機振動の問題について

第121回 関東構造委資料

東 81 36 (昭和56年12月)(IHI)

29) 5気筒主機搭載80,000DWTタンカーの振動計測結果

第122回 関東構造委資料

東 82 3 (昭和57年2月)(住重)

30) 5気筒主機8万トンタンカーの振動問題

第123回 関東構造委資料

東 82 13 (昭和57年6月)(日本鋼管)

31) 大出力5気筒主機搭載60,000 DWTタンカーの振動について

第131回 関東構造委資料

東 84 12 (昭和59年6月)(住重)

32) 山口, 榎本 ; 5気筒エンジン搭載, 8万トンタンカーの振動について,

住重技報, Vol. 31, No. 42 (昭和58年8月)(住重)

- 33) 船舶の振動・騒音とその対策に関するシンポジウム  
日本造船学会(昭和55年11月)
- 34) 中村, 村上 ; 少数気筒ディーゼル機関塔載船の振動問題,  
日本船舶用機関学会誌 Vol. 18, No. 2 (昭和58年2月)
- 35) 香川, 藤田 ; 大型超低速船舶用ディーゼル主機の振動(第1報),  
北村 日本造船学会論文集, 第154号(昭和58年12月)
- 36) 水内, 松本 ; 少数気筒大形低速ディーゼル機関の振動,  
齊藤 日本船舶用機関学会誌, 第19巻, 第4号(昭和59年4月)
- 37) Y. YOSHIDA ; New Calculation Method on complicated vibratory  
M. MAEDA behaviour of aft-part of ships, Cetena symposium  
on ship vibration. (1984. 5)
- 38) K. FUJII ; Exciting forces of ship vibration induced by  
K. TANIDA Torsional and longitudinal vibration of the shafting  
system, ICMES 84' (1984. 9)
- 39) 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,  
日本船舶用機関学会誌, Vol. 2, No. 2 (昭和42年4月)
- 40) 全, 津田 ; 船用往復内燃機関軸系総ねじり達成自然振動の理論的  
解析,  
日本船舶用機関学会誌, Vol. 4, No. 7 (昭和44年9月)
- 41) 新井 ; クランク軸系の振動  
日本船舶用機関学会誌, 昭和58年9月 月例講演会(昭和58年9月)
- 42) S. HYLARIDES ; Hydrodynamic Reactions to Propeller Vibration.  
W. Van Gent Conference on Operational Aspects and Propulsion  
Shafting Systems, IME, MAY 1979.

43) ディーゼル機関架構前後振動の起振力,

第120回 関東構造委資料 東 81 38 (昭和56年12月)(石橋)

44) 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)

45) S.KUMAZAKI : Fore and vibration of main engine and ship vibrations due to the torsional vibration of 5-cylinder main engine ICMES 84' (1984.9)

46) ステー機構

SR200第14分科会第2回提出資料 (昭和59年7月)(住重)

47) 主機架構前後振動と振動伝達について,

SR200第14分科会第2回提出資料 (昭和59年7月)(三菱, 長研)

48) 架構前後振動実績と架構構造方式の調査,

SR200第14分科会第3回提出資料 (昭和59年10月)(三菱, 長研)

49) クランク軸の縦振れ連成機構の検討,

SR200第14分科会第4回提出資料 (昭和59年12月)(三菱, 長研)

50) 主機架構前後振動と振動伝達についての今後の検討課題,

SR200第14分科会第4回提出資料 (昭和59年12月)(三菱, 長研)

## 4.7 付録：(主機架構構造方式の分類)

表 4.7.1 主機構造方式の分類

		SULZER		UEC	B&W	MAN	
		BORE大	BORE小				
シリンダー	従来	独立 縦割	一 体 型	一体型	一体型	横割 (A機関)	
	最近					-体型 (B機関)	
架構	従来	A カラム	サンド ウッド チ型	一体型	一体型	独立縦割	
	最近					独立横割	
台板	従来	スラストブロック外装		内装	内装	内装	
	最近	スラストブロック内装					
クランク軸	従来	分離型					
	最近	一体型					

表 4.7.2(a) シリンダーフレームの種類

形式	構造側面図	主機の種類
独立型	<p>縦割タイプ</p>	SULZER (Bore 大)
	<p>横割タイプ</p>	MAN (KSZ-A)
一体型		SULZER (Bore 小) UEC B & W MAN (KSZ-B)

表4.7.26)架構の種類

形 式	構造側面図	主機の種類
独 立 型	<p>縦 割 タ イ フ。</p>	SULZER (BORE大) MAN (KSZ-A)
	<p>横 割 タ イ フ。</p>	MAN (KSZ-B)
	<p>サン ド ウ イ チ タ イ フ。</p>	SULZER (BORE小)
一体型		B & W UEC

表 4.7.2(c) 台板の種類

形式	構造平面図	主機の種類
外装型	<p>No. 1 2 3 4 5</p>	SULZER (RND)
内装型	<p>No. 1 2 3 4 5</p>	SULZER (RLA, RLB, RFA) UEC MAN B&W

表4.7.2(d)スラスト軸の型式

タイプ	構造概略		主機の種類
	軸系	主機	
分離型	<p>(スラスト軸) (クランク軸)</p>	<p>5RLB76 L 10.890m</p>	SULZER RND型 RLA型 RLB型  UEC  B&W  MAN
一体型	<p>(クランク軸)</p>	<p>5RTA76 9.77m</p>	SULZER RTA型

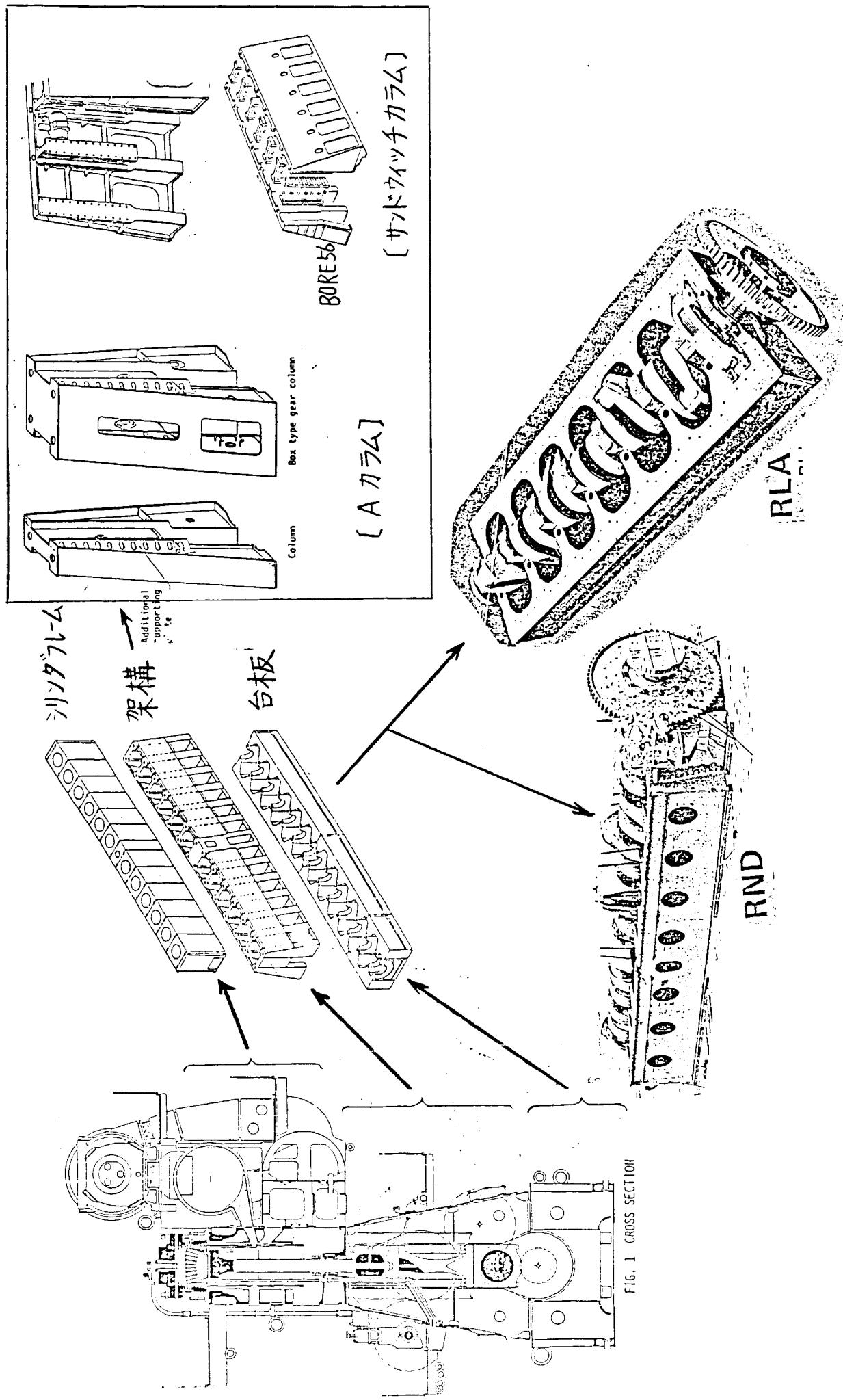
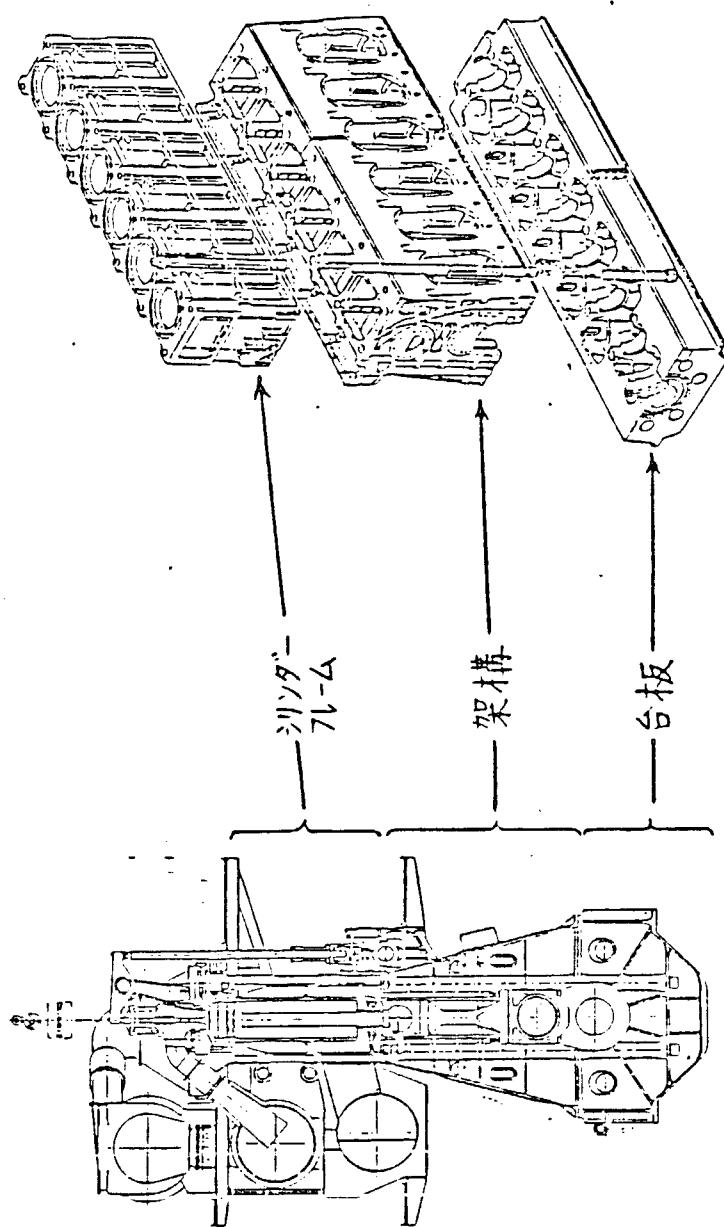
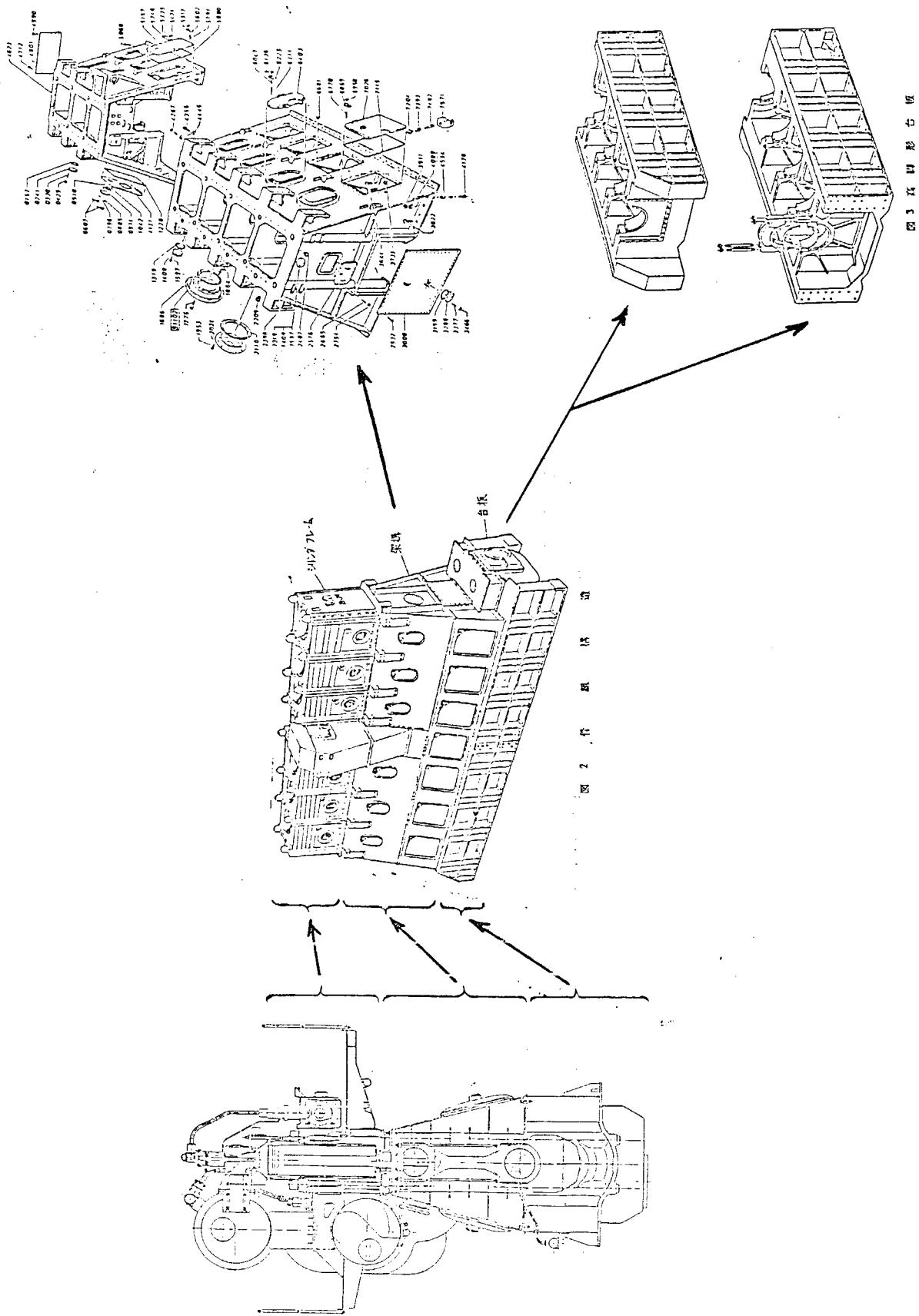


図 4.7.1(a)MITSUBISHI-SULZER の構造概要  
DIESEL ENGINE



[図] 4.7.1 (b) UEC52L形機関構造の概要

図 4.7.1 (C) 三井 B & W 機関構造の概要



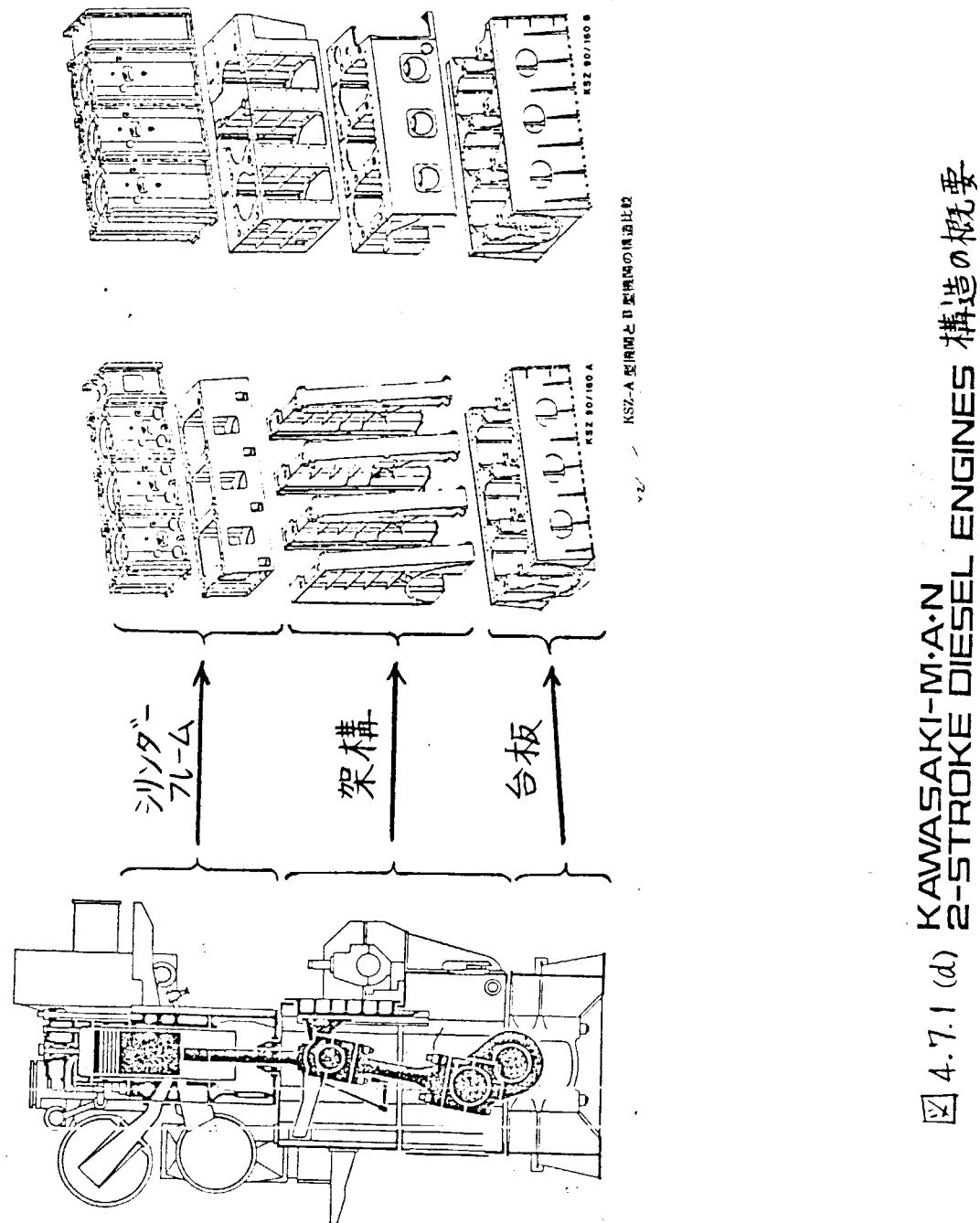


図 4.7.1 (d) KAWASAKI-M.A.N  
2-STROKE DIESEL ENGINES 構造の概要

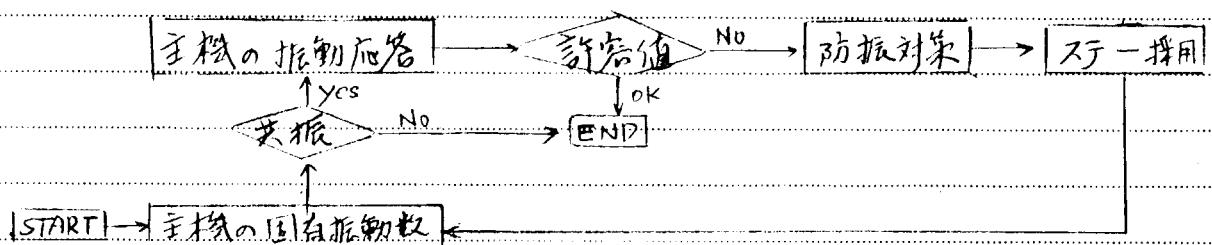
## 第5章

### 5.1 ステーの設計

少數シリンダー・ディーピル機関において、剛性の小さい従来の Bar Stay から比較的大きな剛性をもつ大型のステーが用いられる場合が多くなっている。大型のステーを使用すると、主機の振動応答レベルを低減せると共に、主機の固有振動数を変化させる効果が生じるところが種々の実船計測結果にて報告されている。<sup>(1)~(2)</sup>

しかしながら、これら計測結果において、ステーを付けることによる防振効果の度合にはばらつきがあり、効果がよく現われた例、現われなかつた例など様々である。主機の構造、ステーの配置及び剛性、機室工事底の剛性、ステー取付部の船体構造などの相異により、ステーの防振効果に差異が生じていると考えられるが、これらステーを含めた諸構造と主機の振動との関係はまだ明確化されてない。

### ステーの設計概略フロー



### 問題点

(1) 主機の固有振動数、応答(特に前後振動)の推定法

(簡易推定法、詳細計算法、計測データの使用法)

(2) ステーの剛性決定法

(3) ステー取付部 船体剛性の評価及び決定法

(4) 主機の振動許容値の明確化

(5) ステーによる主機と船体構造との連成振動

## 5.2 ステーの船体振動への影響

ステーを装備することにより主機あるいは軸系の振動が上部構造へ伝わり易くなつた例がいくつある。

また 34 B/C の例<sup>(10)</sup>では、前後スカツステーを船艤各2本付けることで、軸系振り振動による上部構造の前後振動の応答がステー無しの状態と比べ3倍になつたと報告されている。

また 80 O/T の例<sup>(11)</sup>では、主機起振機実験において、上構前後振動と主機前後振動との応答比が、ステー無しの場合 1対2であったもので、前後スカツステー(船艤各2本)装着することで 1対1となつてている。一方、左右方向に対する場合は同様に応答比がステー無しで 1対10、ステー有りで 1対7と、ステーによる上構への影響度は前後方向程大きくない。などの報告がなされている。

ステー近傍の船体構造の振動損傷例<sup>(12)</sup> にみらる様に、ステー取付部附近の機関室構造の振動も問題ある。

問題点といふのは、主機、ステー、機関室構造、工場の振動系で主機の振動がどの様に伝わるかということを考えらる。

## 5.3 主機の振動許容値

### 問題点

- 主機メーカー(ライセンシ各社)の許容値にばらつきがある。

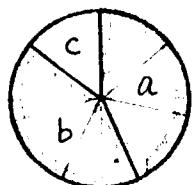
- 造船所で設定する船上での許容値の概念があいまい。

## 5.4 主機の振動許容値及び防振ステーに関するアンケート結果

本アンケートは 6~8万トンクラスの艤装船に搭載される 少数シリンダー ディーゼルエンジンを対象に行なった。

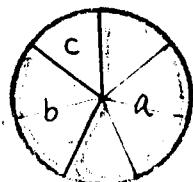
なおアンケートには 造船所 7社 及び 船級協会 に御協力を戴いたが、ここでは 造船所各社の集計結果を示す。

(1) 主機の振動許容値は何を使用していますか。



- a. 主機メーカー指示値
- b. 主機メーカーとは別に許容値を決めている
- c. 他社と判断

(2) 主機の振動許容値は主機の種類で異なりますか。



- a. 主機の種類で異なる
- b. すべて同じ許容値を使用する
- c. 他社と判断

(3) 主機の振動許容値。

(3-1) 主機メーカーが指示した許容値の例

ライセンシング各社の回答は、最小値  $\pm 0.5 \text{ mm}$ 、最大値 1G の範囲 内でばらつきのある結果であった。

(3-2) 造船所設定許容値  
(設問(1)でbと答えた社のみ回答)

	前後振動	左右振動
A社	100 gal	100 gal
B社	±0.5 mm	±0.5 mm
E社	±0.35 mm	±0.6 mm

(許容値はすべて主機頂部位置での値)

(4) 主機の振動許容値を判断する基準は何ですか。

主機メーカーの指示した許容値は、主機の強度から判断されることが多いがなく、その他 クランク軸前端の継振動、主機付補機類の振動などからも判断されると思われる。

造船所の設定許容値は、居住区、機関室、主機付補機類などの振動から各社で判断し決められている。

(5) 船種との対応で主機の振動許容値を設定したことありますか。

大部分の社で、設定したことがないという回答であった。

(6) 各部の振動許容値を記入して下さい。

(6~8万トンクラスの船を対象)

	クランク軸前端の継振動	ターボチャージャー	配管類
A社	±1.08 mm	1G	1G
B社	±0.75 mm	0.45~0.75 G	-
C社	±0.64 mm	0.5 G	-
D社	±0.8~1.5 mm	-	-
E社	±2.0 mm	0.75 G	-
F社	-	0.75~1.0 G	-
G社	±1.3 mm	0.75 G	-

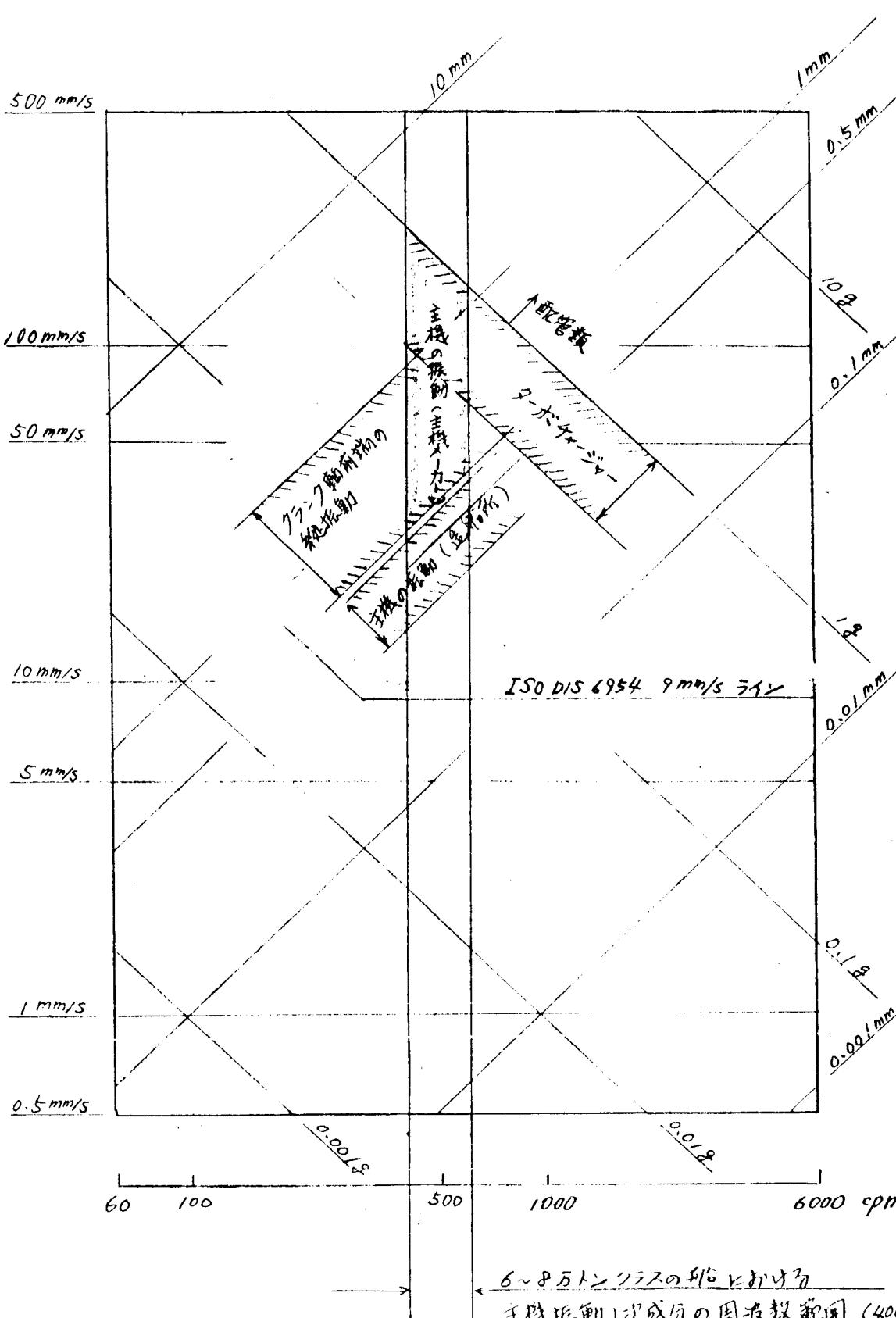


Fig. 5.1 各部の振動許容値 (シート説明(3),(6)の値を  
最小、最大値の幅で示す。)

文献

- (1) "Sulzer SRLA90 主機 振動 161回/秒について" 556 西部構造港 三菱長崎  
 (2) "5気筒エンジン 実積の起振試験について" 556.10 西部構造港 124回  
     川重抽出
- (3) "65500DWT TANKER 5 CYLINDER主機 振動問題について"  
     556.11 西部構造港 121回 石崎
- (4) 松田他 "4気筒ディーゼル機関搭載 6万トンタンカーの振動について" 557.4 海事技術報
- (5) 中村村上 "少數氣筒ディーゼル機関搭載船の振動問題"  
     5.58.2 船舶用機関学会誌
- (6) 山口他 "5気筒エンジン搭載 8万トンタンカーの振動について" 558.8 海事技術報
- (7) "大出力5気筒主機搭載 60000 DWTタンカーの振動について"  
     5.59.6 西部構造港 131回 住友追込
- (8) 松本水内 "少數氣筒大型低速ディーゼル機関の振動"  
     5.59.4 船舶用機関学会誌
- (9) "5気筒主機搭載 60 B/C の振動特性の検討" 5.59.6 西部構造港 三菱長崎
- (10) "34 B/C 4気筒主機搭載船の振動計測結果"  
     5.59.6 西部構造港 155回 三菱神戸
- (11) "6万トン型 バルフキャリアーの振動計測結果" 5.59.12 西部構造港 133回 住友追込
- (12) "5気筒主機による振動検査" 5.59.12 西部構造港 133回 日本钢管

## 第6章 機関室周辺のダンピング

### 6.1 はじめに

船舶の振動問題において、起振外力と振動応答の関係を考えるとき、ダンピングの評価が非常に重要な問題となるが、ダンピングに関する知識は乏しく、計算による応答量推定値と実測値の不一致は、常に経験するところである。

本章は、機関室周辺のダンピングの調査・検討を主目的としているが、調査したデータ量も限られており、又、その査定法も余り信頼性の高いものではない。

今後、適切な査定法を検討することともに、各社手持ちのデータの整理及び新規計測により、ダンピングに関する研究を進めが必要があると思われる。

### 6.2 ダンピングの分類

船舶に因るダンピングは非常に複雑であるが、その原因は振動のエネルギーが、種々の異なる機構で散逸し、最終的に熱エネルギーになることによる。

Fig. 1 に、ダンピングを、3段階に分け示す。<sup>1)</sup>

船舶のダンピングは、船体構造及び積荷による内部ダンピングと、船体を取り巻く水による外部ダンピングからなるており、それらのより細かい分類は、次の段階に示したようになると思われる。

船体 HULL GIRDER 振動のダンピングを計算する際に、

川崎重工 鶴井紀文

よく使われる 構造の計算式<sup>2)</sup>は、構造によるダンピング（直接粘性及び剪断粘性を考慮）が主成分で、積荷の影響でダンピングが増大する可能性のあることが渡辺により示唆されている。また、山本<sup>4)</sup>は、水の摩擦抵抗によるダンピングも無視出来ないと、積荷によるエネルギー散逸の影響について報告している。

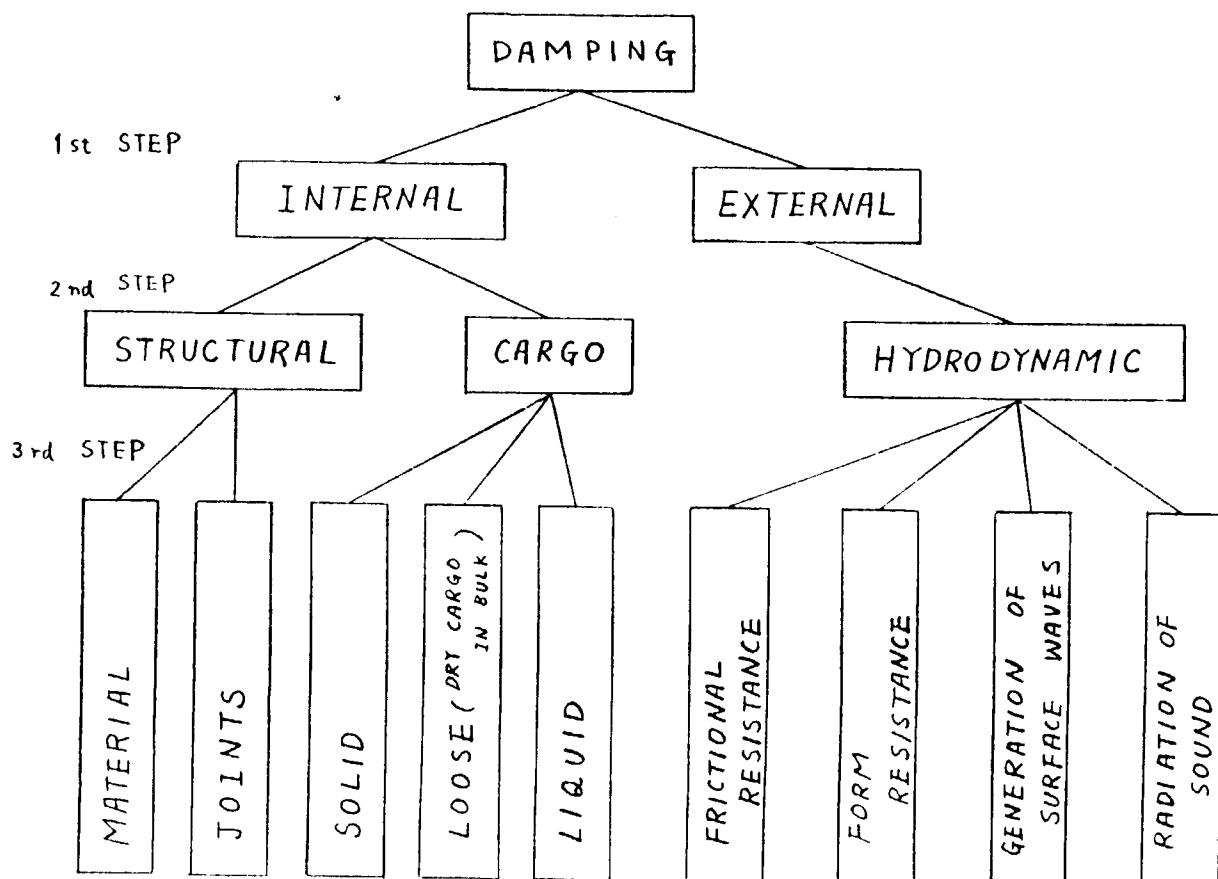


Fig. 1 ダンピングの分類<sup>1)</sup>

なお、実際の計算においては、種々のダンピングの影響を、等価な粘性減衰に置き換えるのが、一般的である。

### 6.3 振動応答計算の現状と問題点

検討対象	計算方法	ダンピング評価法	精度
船体振動	FEM(2次元,3次元)	態井の式 <sup>2)</sup> 広瀬の式 <sup>5)</sup>	±30%
上部構造	FEM(2次元,3次元)	態井の式 <sup>2)</sup> 起振機実験	±30%
軸系振り振動	ホルツィー法 FEM(3次元ビーム)	エネルギー法	±10%
軸系縦振動	バネ-質点系 FEM(3次元ビーム)	実測よりの推定	±50%
主機架構前後振動	FEM(2次元,3次元)	起振機実験	±50%
主機架構左右振動	FEM(2次元,3次元)	"	±50%
機関室二重底振動	FEM(2次元,3次元)	公表されたデータは 無いと思われる	—
局部振動 (パネル,スティフナー等)	FEM(2次元,3次元)	"	—

Table.1 振動応答計算の現状

船体振動については、比較的研究が行なわれたが、最近は研究が行なわれてある。従来のダンピング評価法を、実船計測を通して見直す必要がある。

上部構造については、起振機実験による比較的豊富なデータがあるが、その信頼性を今一度確認するのが良いと思われる。

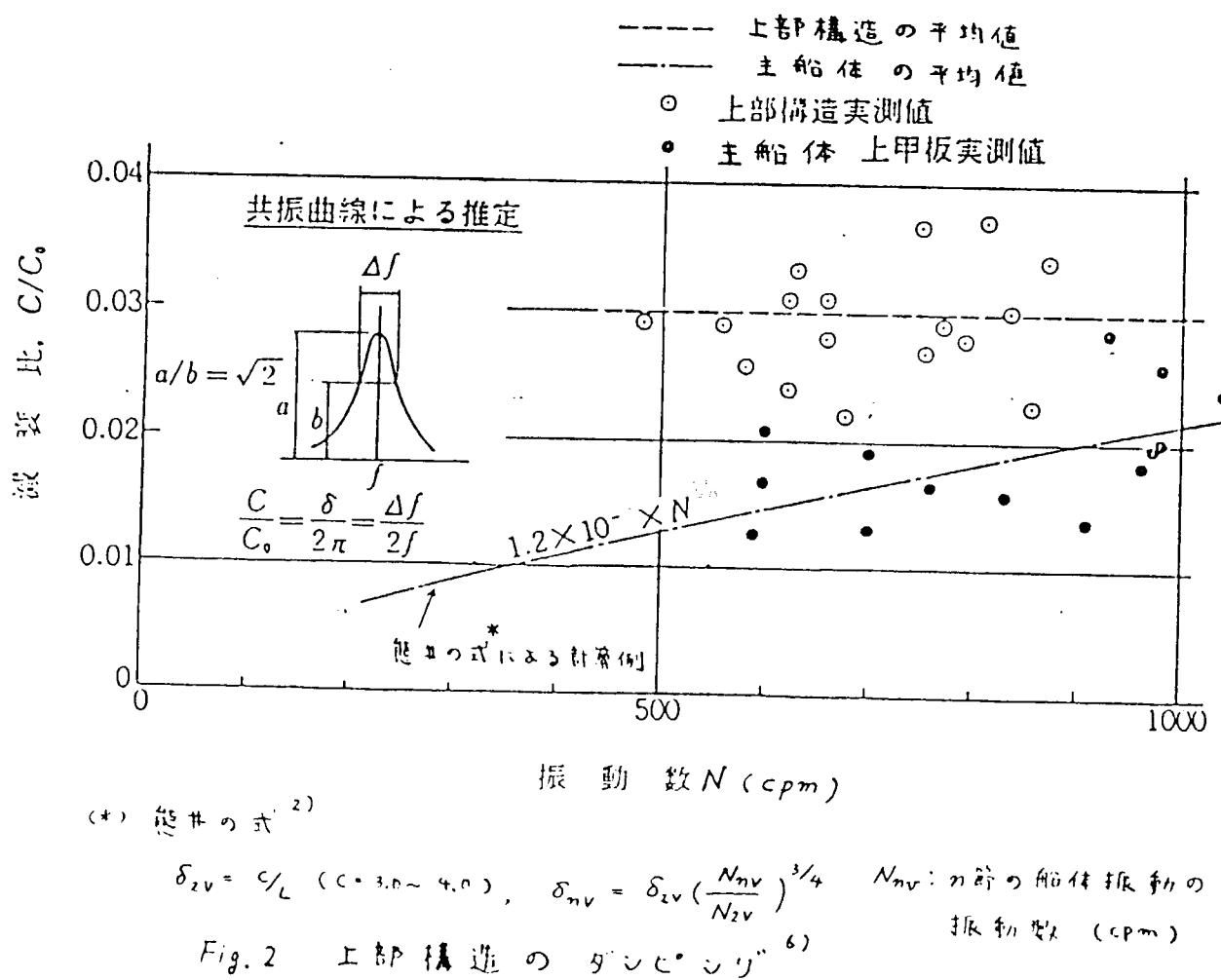
軸系振り振動については、軸の振り応力の許容値の問題との關係で、良好な精度が要求され、古くから研究が進んでいる。ダンピングとしては、プロペラによるもの、ヒステリシスダンピング、軸受の摩擦によるものが多く考えられるが、一筋モードに対してはプロペラによるものが支配的である。一方、軸系縦振動については、あまり研究が進んでいない。

ダンピングとしては、振り振動と同様に、プロペラによるもの、ヒステリジスタンピング、軸受の摩耗によるものと多ければ多いと思われるが、現状は実測結果から共振時の動倍率を推定することが多いのではないかと思われる。

主機架構の前後及び左右振動のダンピングについては、各造船所が、起振機実験より推定している段階と多され、発表されたデータは、ほとんど無いようである。

パネル、スティッパー等のダンピングについては、計測されたデータもほとんど無いと思われる。

左 Fig. 2 に、上部構造のダンピングの調査結果の一例(RO/RO船)を示す。<sup>6)</sup>



## 6.4 主機架構ダンピングの調査

主機前後振動のダンピングの調査結果を Fig. 3 に  
主機左右振動のダンピングの調査結果を Fig. 4 に示す。

ダンピングは、共振曲線より、 $C/C_c = \frac{\Delta\omega}{2\omega_n}$  の関係より  
計算した (Fig. 5(a) 参照)。

上記調査結果は、陸上・海上での起振機実験のデータと  
運転時のデータを含んでいる。前後振動については、固有振動数・  
減衰係数比共に海上での値が小さいが、左右振動については、  
固有振動数はあまり変化せず減衰係数比が小さくなる。

SULZER 及び MAN の主機は、B&W に比較してダンピングが  
小さいようと思われるが、この傾向が一般的に成立するかどうかは  
明らかなでない。

## 6.5 ダンピング査定法の問題点

主機のダンピングは、共振曲線より計算したが、これは位相の  
データがそろっていないため、一般には、周波数応答関数が  
固有振動数付近で円を形成する性質を利用する方が、精度が

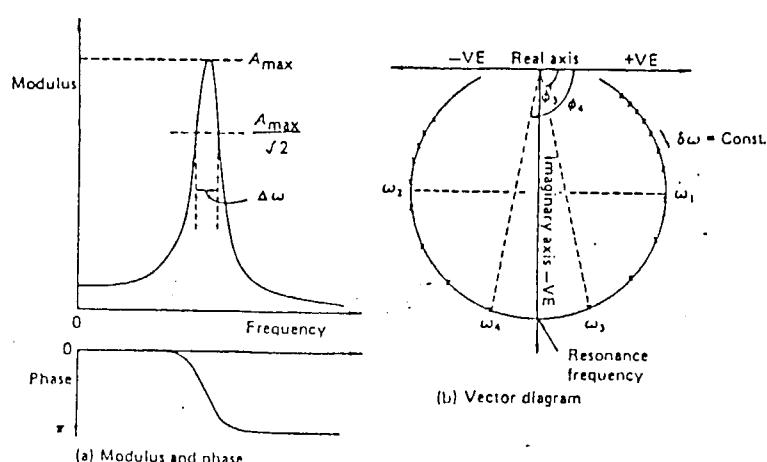


Fig. 5 1自由度系の周波数応答関数

良いとされている (Fig. 5(b) 参照)。このときは、 $C/C_c = \frac{\omega_4 - \omega_3}{\omega_m} \cdot \frac{1}{\phi_4 - \phi_3}$  の関係より 減衰係数比が計算できる。

しかし、実際に起振機実験を行なう (Fig. 8 参照) と、B 船のような、きれいなピーカが得られる場合もあれば、A 船のようなピーカが数多く存在する応答曲線の得られる場合もある。A 船のような場合、共振曲線からダンピングを計算すると、誤差が大きくなることが予想されるが、このような場合も、位相マーティアがあれば比較的精度良くダンピングを求めることができる (Fig. 6 参照)。

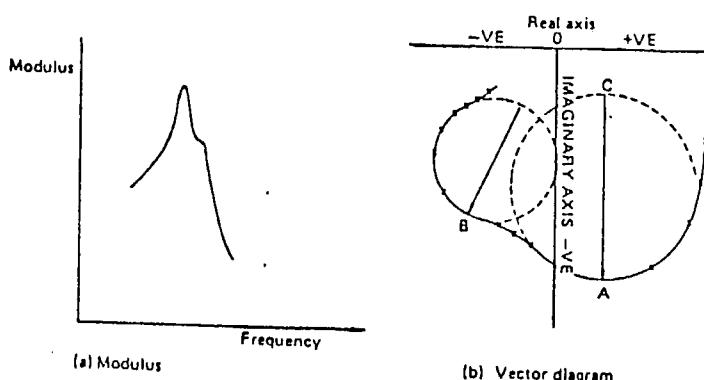


Fig. 6 近接共振点を持つ振動系

最近は、計測及びデータ解析技術の進歩により、近接した振動モードが存在する場合でも、モーダルパラメータを計算できる多自由度系カーブフィットのアルゴリズムが、開発されているようである<sup>10)</sup>（重み付き最小二乗法、偏分法等）。

今後、これらの手法を検討し、実際の計測に適用していく必要があると思われる。

また、起振振動数に、それのあるときは、ダシビングが Over Estimate されるようで、Fig. 7 に、起振振動数があるガウス分布に従うときの、評価誤差を示す<sup>11)</sup>。

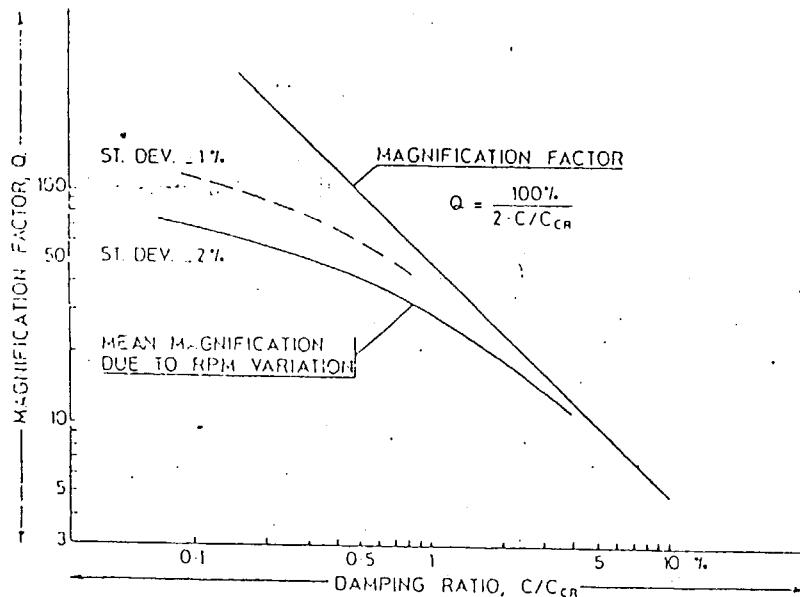


Fig. 7

Magnification Factor of a One-Mass System as a Function of Selected Damping Ratio, with Steady-State Excitation and Gaussian Distributed Excitation Frequency, (Standard Deviation ±1 and ±2% out of Resonance). Log-Log Scale

このほかにも、起振力の大きさで、減衰が変化する  
振巾非線型性や、起振点が異なることで”減衰の変化”  
可能性のあることが指摘されている。

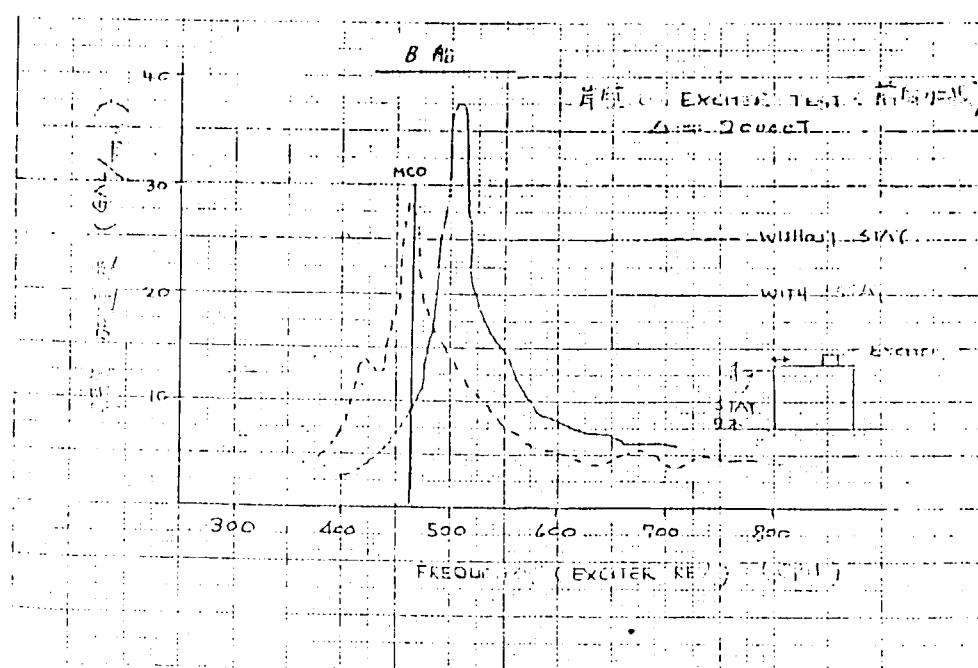
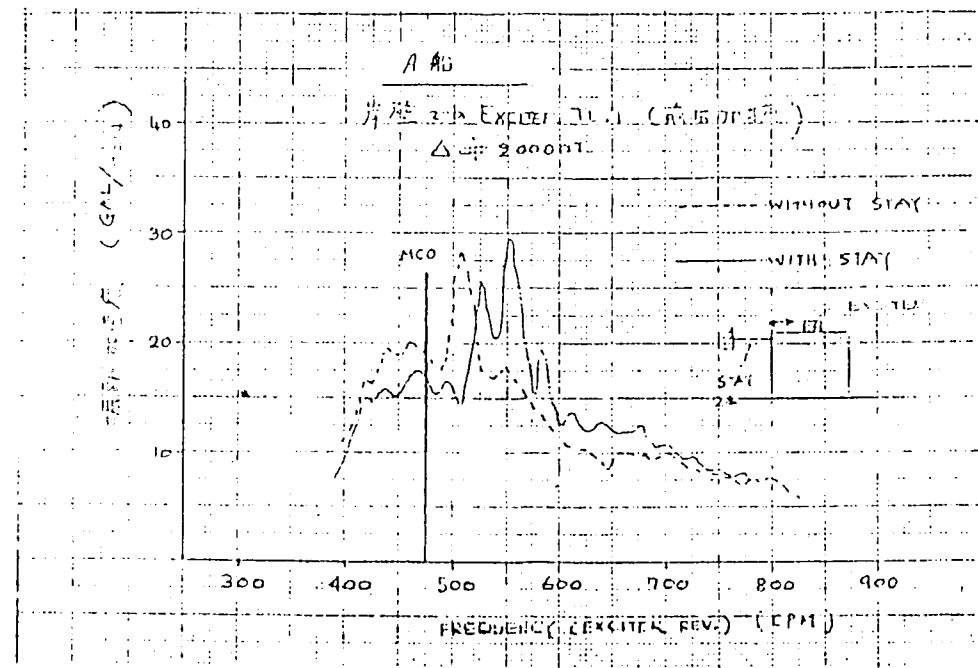


Fig. 8 主機起振機実験結果の例  
(前後起振)

Fig. 3 ドラムンゲ調査結果（主機前後振動）

記録 JRBT13. STAT TS L

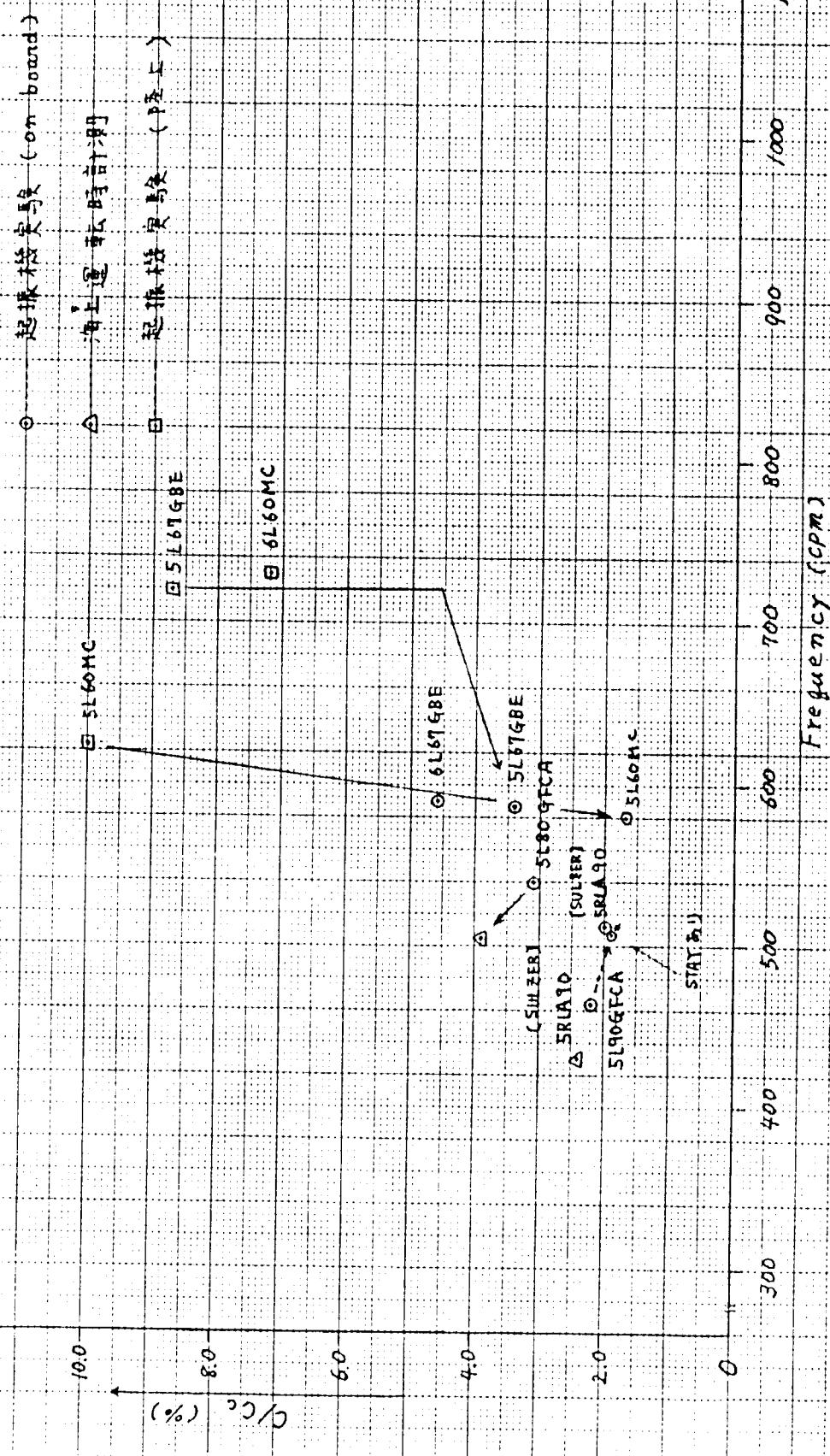
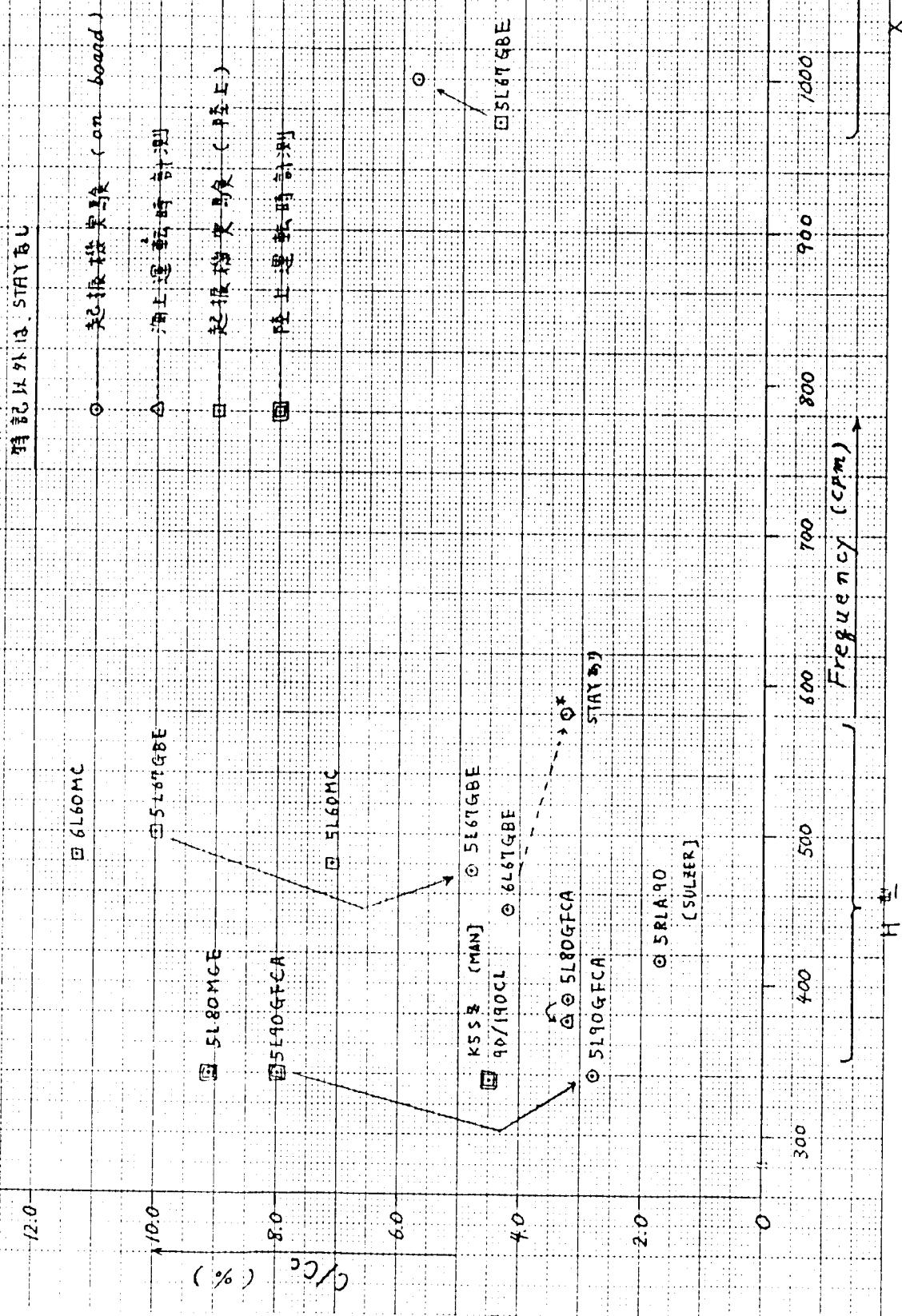


Fig. 4 アンピニア調査結果（主枝左右振重力）



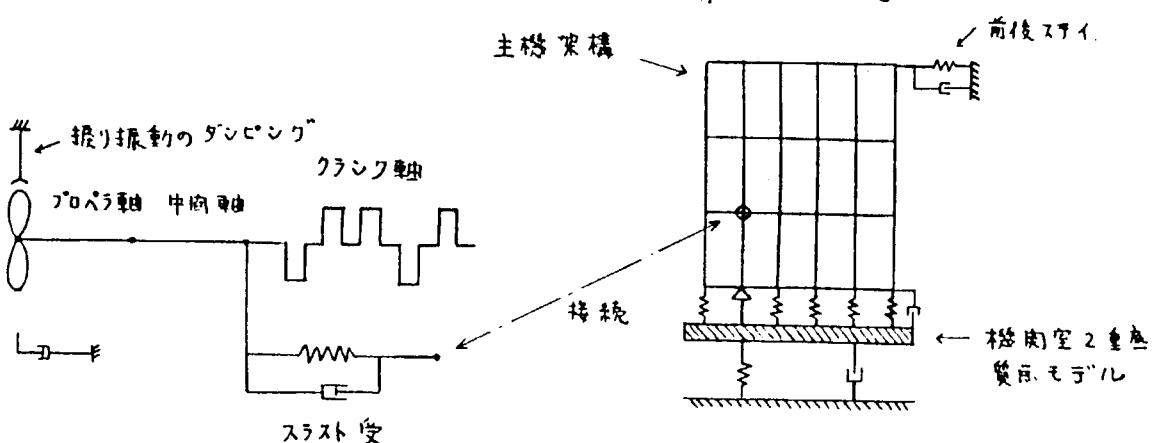
## 6.6 主機架構 振動応答量の推定

近年、特に5シリンダー主機において、主機架構の前後振動という、これまで経験しながた振動問題が生じた。

架構の高さ/長さ比が大きくなるにつれ、固有振動数が低下し、主機の常用域で、5次起振力と共振したのが、主要な原因と考えられるが、その励振機構もかなり複雑なものであることが、解ってきた。

また、主機架構左右振動についても、省エネ化に伴なう主機のロングストローク化により起振力が増大しているので、今後一層の注意が必要と思われる。

### 6.6.1. 主機架構前後振動の計算モデル例<sup>12)</sup>



プロペラ軸系 ----- BAR要素 (クラシック軸は、3次元配置)

主機架構 ----- 平板 + ROD要素

ダンピング ( $c/c_e$ )

主機架構前後 2~3%

$c/c_e$  : 減衰係数比

軸系振り振動 エネルギー法より決定

$$c/c_e = \frac{\delta}{2\pi} (6: 対数減衰率)$$

軸系従振動 ab 2%

機内室2重底 ab 3%

### 6.6.2 前後振動の応答計算について

NASTRAN等の汎用プログラムを用いれば、固有振動数計算・応答計算が可能である。また、固有値計算より得られる、固有モード及びモーダルパラメータを用いれば、応答計算は、パソコンで実行することもできる。

起振力としては、

- (1) 主機のフランクリ往復力及び接線力
- (2) プロペラ・ベアリングフォース
- (3) 振り振動に伴なうプロペラスラスト変動  
(軸の回転ムラも考慮)

を考える。

振りに伴なうフランク軸の縦方向変形は、フランク軸を3次元モデル化していることで考慮できる。

なお、このような計算法の問題点は、隣り合うモードの固有振動数が非常に近い場合、減衰の連成を正確に評価できないことにありますと思われる。

このモデルを、船体及び上構のモデルに接続すれば、上部構造の振動に与えるステイの有無の影響等も検討できること思われるが、振動の伝達経路を考慮したモデル化が必要で、今後の研究が必要である。

### 6.6.3 主機架構左右振動の計算例

主機架構左右振動(H型、X型)については、これまでに、実験的に解析的研究が行なわれてきた。

モデル化としては、平面骨組構造によるモデル化や、3次元モデルがある。

左右振動の応答計算例として、Senjanovic<sup>5</sup>のものがあるが、

$c/c_c = 4\%$  として計算を行ない、実測との良好な一致が得られている（主機架構は3次元モデル、Fig.10,11参照）。

しかし、左右振動に関しては、起振力・起振点により減衰の変化することが考えられるので、共振状態に近いところでの応答の計算には、注意が必要である。<sup>14)</sup>

この他、モジュル化にあたって、主機架構の剛性に関する実験的調査、機内室の重底の連成影響、船体の水平及び振り振動との連成の可能性等、検討すべき課題が多い。

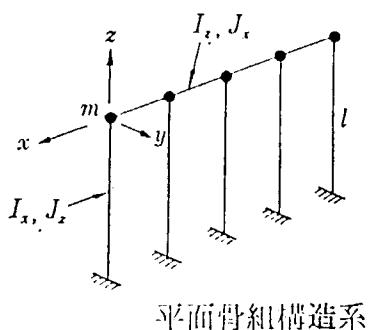


Fig. 9 2次元モデル例<sup>13)</sup>

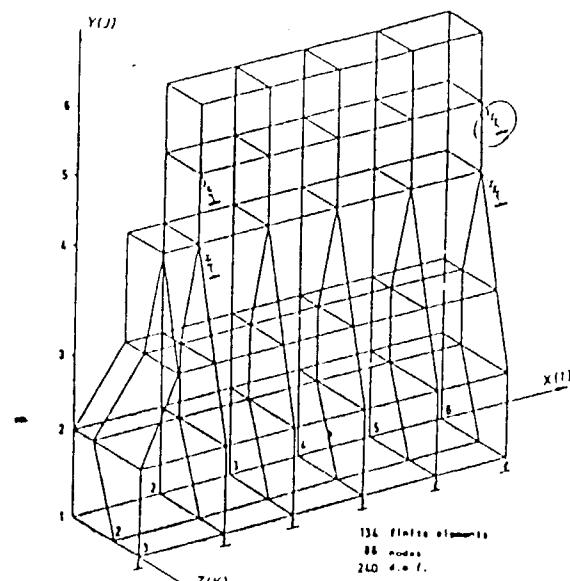


Fig. 10 3次元モデル例<sup>15)</sup>

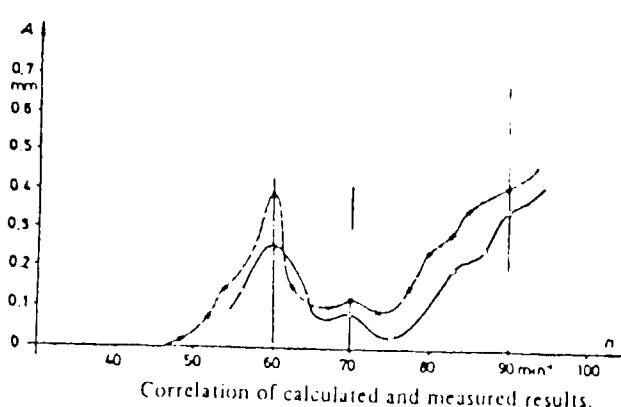


Fig. 11 左右振動計算例(SULZER 4RND 68M)<sup>15)</sup>

## 6.7 ダンピング調査結果のまとめ

今回調査した結果をまとめると、次のようになるが。  
今後調査データを増やしとともに、査定法の検討が必要である。

振動モード	減衰係数比(%c <sub>c</sub> )	注釈
上構前後	約 3%	起振機実験結果より推定
主機架構(前後)	2 ~ 4 %	起振機実験及び、海上運転結果より推定
主機架構(左右)	2 ~ 5 %	"
軸系縦振動	約 2 %	実船計測結果よりの推定
機械室2重底振動 (1次モード)	約 3 %	起振機実験結果より推定 (但し、データは1例のみ)

Fig.12 に、船体各部の振動の、振動数と減衰比の関係を示す資料に、主機架構のデータを付け加えてある。

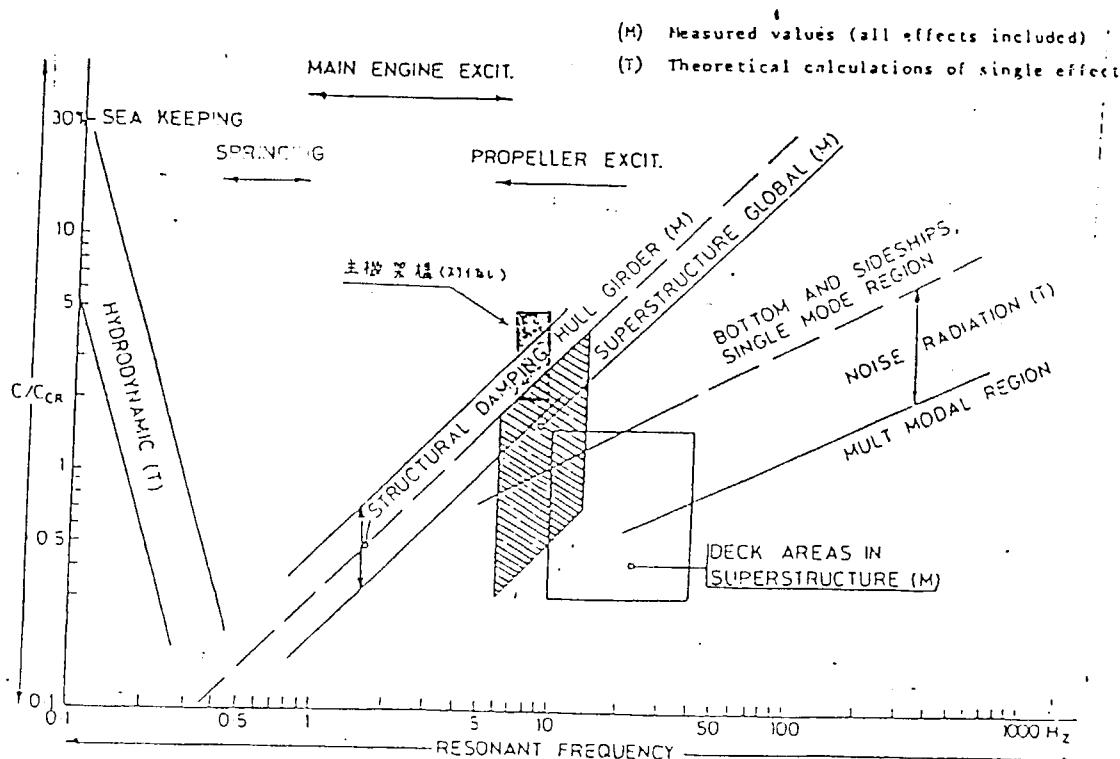


Fig.12 Damping Values for Design Calculations of Global and Local Vibration as a Function of Resonant Frequency <sup>11)</sup>

## 6.8. 結 び

ダンピングに関する不明なことが多く、また、研究も少ないので現状と思われる。

問題点及び検討事項を以下にまとめて示す。

検討対象	問題点	検討事項
船体振動	評価法のパラメータが古い	実船計測によるデータ収集 評価法の検討・見直し
上部構造	計測データはあると思われるが整理が進んでいない	データ整理・新規計測
軸系縦振動	"	データ整理並びに新規計測 評価法の研究
主機架構前後振動	計測データ量が少ない 整理が進んでいない	データ整理・新規計測
主機架構左右振動	"	"
機関室二重底振動	計測データもほとんどないとと思われる	実船計測によるデータ収集
局部振動(バネル、 スティンガー等)	"	"

本文中にも述べたが、最近進歩の著しいモーダル・アナリシスの手法を適用すれば、ダンピングについてもある程度の説明が可能と思われるので、標準的な計測法について検討し調査を進めるのが望ましい。

一方、ダンピングのメカニズムについての研究も必要である。

構造物自体のダンピングには、ヒステリシス・粘弹性等による材料(material)ダンピングと、接合部の摩擦によるダンピングが考えられるが、一般に後者の方が大きい。昔、溶接船よりもリベット船の方がダンピングが大きいと言われたが、これは、オーバーラッピング部の摩擦によると思われる。主機架構のダンピングにも、摩擦の影響があると考えられ、左右振動については、起振力が大きくなると、タイボルトで結合されている部品間のすべりの影響で、ダンピングが増加するとの報告がある。<sup>14)</sup> 主機架構前後振動のダンピングが、船体(Hull)のダンピングに比べて

やや大きいのも、同様の摩擦によるダンピングの影響があるためかも知れない。

軸系総振動については、ダンピングと、ヒステリシスによる成分、プロペラによる成分、軸受とのすべり摩擦による成分に分けて考え、その評価法を検討する必要があると思われる。また、ダンパー・チューナー等の振動性状に与える影響の研究も必要である。

この他に、積荷の影響・構造基部を通して散逸するエネルギーの評価等、難しい問題が多々あるが、昔からダンピングの研究は泥沼に入り込むとも言われており、何処まで深く追求するかは、実際の設計や振動低減技術との関わりを考え、今後議論されるべき問題と思われる。

## 参考文献

1. I. Senjanovic, K.T. Skaar ; Problems of Ship Vibration: Present Solutions & Further Investigations, SNAME, 1976 Spring Meeting.
2. 慶井豊三 ; 船体高次振動の減衰率について, 船論 102.
3. 渡辺恵三 ; 船体高次振動に就て (Damping 及び付加質量について), 渡辺恵三先生講義集。
4. 山本善之, 在田正義 ; 船体振動の減衰力の研究, 船論 118.
5. 広瀬智雪 ; 船体高次振動の倍数係数について, 船論 113.
6. 富吉赳之, 他 ; 初期設計時の船体振動解析法, 川重技報 No. 78.
7. 山口雄三, 他 ; 5気筒エンジン搭載 8万トンタンカーの振動について, 住重技報 No. 92.
8. 香川洋二, 他 ; 大型超低速ディーゼル主機の振動 (キヤボ), 船論 154.
9. 水内充, 他 ; 5気筒大型ディーゼル機関の振動, 日立造船技報 44-4.
10. 大久保信行 ; モーダル・アナリシス, 中央大学出版部
11. G. Ward, etc ; Steady State Dynamic Loadings and Response, ISSC, 1982.
12. 川崎重工 ; 36型BCの5気筒主機の振動検討, 廣西構造委 83-6-5.
13. 山口富夫, 他 ; 機関架構と二重底の振動, 船機誌 5-11.
14. 広瀬智雪, 他 ; ディーゼル船主機架構振動の起振機実験, 船機誌 5-5.
15. I. Senjanovic, V. Coric ; Vibration Analysis of Marine Diesel Engine on Test Bed, INT. SHIPBUILDING PROGRESS, Vol. 29, No. 334.
16. K. Fujii, K. Tanida ; Exciting forces of ship vibration induced by Torsional and longitudinal vibrations of the shafting system, ICIMES, '84

## 第二章 実船振動計測法

### 7. 1. 概要

最近の船舶は省エネルギー指向による小数気筒機関の採用や高張力鋼の使用による船体の軽量化等で、振動問題の発生が懸念されやすい状態にある。

また、知能化船の開発等に見られる精密機器の多数搭載や乗組員削減による小数高級船員化に伴う快適な居住性の要望等により、振動レベルを小さくすることが要求されている。

これに対し、各社共設計時にいろいろな対策を施すと共に、完成時に船体や居住区の振動計測を実施しているが、その計測方法については各社それぞれ独自のシステムで行っているのが現状である。

一方で、昭和59年度末にISOで長い間審議されてきた振動評価のガイドライン(ISO 6954)と振動計測法のコード(ISO 4867/4868)が正式に発行された。これらの基準は適用に対しかなりのフレキシビリティを有しているとは言え、今後船主との振動問題に関する調整のベースとなると予想されるので、現時点において各社の実態との対応を検討しておく必要があると思われる。

そこで、今回の振動計測法に対する問題点の摘出検討は、ISOの振動計測法コードの要求項目を設問のベースとした「造船各社の計測方法の実態のアンケート調査」を実施することによりおこなった。

これにより、ISOコードとの差異を明確にすると共に、各社の振動計測に対する相互認識ができるので、今後SRに於て、共同研究すべき共通の問題点が把握しやすくなると考えられる。

---

担当： 日本钢管㈱ 佐藤博一（船舶海洋設計部・構造設計室）

杉田進一（重工研究所・海洋構造研究部）

### 7.1.1. アンケート調査方法

今回の調査は造船会社7社に対して行った。

アンケート用紙は主に“○”印による選択式とした。但し、同一項目に2個以上の“○”を付ける場合は、できるだけ主要な方は“◎”とする様に依頼している。

アンケートは郵送により行った。

### 7.1.2. アンケートの内容

アンケートは、

1) 船体振動計測 (Hull Girder の振動)

主機の振動計測

2) 局部振動計測 (居住区のローカル振動)

の2項目に分けて実施した。

このうち船体振動計測とは、船体の撓み振動の様に船体構造全体が振動するモードの計測を対象とし、同時に多数の計測点を計測するケースが多い、主として研究的性格の強いものを指す。

局部振動計測とは、居住区甲板の上下振動の様に個々のポイントの振動レベルを計測するもので、乗心地等を確認する試運転時のルーチンワーク的なものを指す。

### 7.1.3. アンケートの結果

以下に示す様に、各質問項目に対する7社の回答を一覧表の形式にまとめた。また、一部の項目については回答の分布率を棒グラフにより表わしてある。（この場合1社が2項目以上に“○”及び“◎”を付けた場合、“○”のある場合はこれを(1.0) とし、“○”は無視した。また“○”がなく、“○”のみが2つある場合は各々を(0.5) として集計した。）

## 7.2. 船体振動計測の調査 (Hull Girder の計測)

### 7.2.1. 計測の目的

船体振動計測は、主として自社研究としてのデータ蓄積や振動解析法の確認を目的とするものが多く、実験を実施するのは、新船型を建造した際に「航走時計測」と「起振機実験」の両方を実施している造船所が多い。(設問①~②)

尚、起振機のかわりにインパルス加振法を用いているケースもある。

設問 ①	船体振動の計測法	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	航走時計測				◎			
2	起振機実験							
3	航走時と起振機の両方	○	○	○	○	○	◎	
4	インパルス加振計測				○		○	

設問 ②	船体振動計測の対象船	各社の回答							回答の比率 50 100
		A	B	C	D	E	F	G	
1	建造船ほとんどの全社							○	
2	新船型の建造船	○	○	○	○	○	○	○	84
3	特殊な船型のみ(研究)				*	○		●	14

\*航走時計測と起振機実験の両方を実施する場合

また、船主から要求されるケースがあるのは、「航走時計測」のみで、「起振機実験」はすべて自主研究で行っている。

### 7.2.2. 計測機器

各社が船体の起振機実験に用いている起振機は 10 TON の容量が最も多い。また、居住区構造や主機の起振用としては 0.5 TON ~ 3 TON 程度がよく用いられている。10 TON を越える起振機を用いている造船所はない。(設問③)

振動検出器（ピックアップ）については、「圧電型」、「サーボ型」及び「歪ゲ

ージ型」に分かれている。計測機器の急速な発展によることも一因であろう。

(設問④)

船体振動計測は計測量が非常に多いので、各社共データはテープレコーダーに記録する方式をとっている。また、ペーパーオシログラフ（紙テープ）に直接出力する方式を併用している造船所も半数近くあった。

設問 ③	使用している起振機	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	5 TON 以下	○ <sub>1T</sub>	○ <sub>1T</sub>	○ <sub>0.5T</sub>	○ <sub>2.3T</sub>	○ <sub>5T</sub>	○ <sub>3T</sub>	○
2	10 TON 以下	○ <sub>10T</sub>	○ <sub>10T</sub>	○ <sub>10T</sub>	○ <sub>10T</sub>	○ <sub>10T</sub>	○ <sub>10T</sub>	○ <sub>10T</sub>
3	10 TON を超えるもの							

設問 ④	振動検出器の種類	各社の回答							回答の比率 50 100
		A	B	C	D	E	F	G	
1	機械式(アスカニア等)								0 1
2	動電型								0
3	圧電型	○	○		○	○			36
4	サーボ型	○	○						14
5	歪ゲージ型		○	○	○	○			50

振動ピックアップの検出物理量は各社すべて加速度で行っている。記録（出力）もほとんどの造船所が加速度である（速度及び変位での出力が各々一社ある）。

(設問⑤)

設問 ⑤	記録する物理量	各社の回答							回答の比率 50 100
		A	B	C	D	E	F	G	
1	変位							○ <sub>APH</sub>	7
2	速度			○					14
3	加速度	○	○	○	○	○	○ <sub>APH</sub>	○ <sub>BPH</sub>	79

計測機器の較正は、主にメーカーで行っている。その間隔は修理補償が必要となった時で、定期的に較正を行っているケースは少ない。(設問⑥)~(⑦)

設問 ⑥	計測機器の較正場所	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	自社					O		
2	メーカー	O	O	O	O	O	O	O

設問 ⑦	計測機器の較正間隔	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	約1年毎			O				
2	毎計測時					O		
3	修理補償の時	O	O		O	O	O	O

### 7.2.3. 計測の方法

計測時の積付状態は、タンカーの様に試運転時に満載状態が作れる場合は、満載とバラストの両方で行い、撒積貨物船やコンテナ船等ではバラスト状態のみで実施している造船所が多い。(設問⑧)

また、航走時計測の喫水はプロペラが完全没水する様に考慮を払っているが、海象状態については、試運転が出来る状態であればよいとして特に海象レベルを意識していないのが一般的である（一社のみ Beaufort 3 以下の回答があった）。但し、(ISO 4868) の推奨値である Sea State 3 は、ほぼ Beaufort 4 に相当し、波高、風速共、通常速力試験が可能なギリギリの状態であると考えられるので、特に問題はないと言えよう。

次に、計測域の水深に対する考慮は、航走時計測と起振機実験とでかなり対応が異なっている。先ず航走時計測は、他の公試項目と同時に実施されることが多いので、振動計測のためのみの海域を選定することが困難なため「船速に影響の出ない程度」との回答がほとんどを占め、一社のみが「喫水の4倍程度」としている。従って、ISOコードの推奨値である喫水の5倍を守るのはかなり難しい状況にある。

一方、起振機実験では約半数の造船所が喫水の4~5倍の水深をとっている。その他の造船所は造船所近傍の水深が浅い場合等の理由で、なるべく深い所で実施するとの回答となっている。(設問 9~10)

設問	(8)	航走時振動計測の 積付状態	各社の回答						
			A	B	C	D	E	F	G
1	タグ	満載状態	○	○	○	○	○	○	○
		バラスト状態	○	○	○	○	○	○	○
2	その他 船舶	満載状態							
		バラスト状態	○	○	○	○	○	○	○

設問	(9)	航走時振動計測時の 水深の考慮	各社の回答							回答の比率	
			A	B	C	D	E	F	G	50	100
1		考慮している。	○	○	○	○	○	○	○		
	a)	吃水の5倍以上	○	○						14	
	b)	船速に影響の ない程度	○	○	○	○	○	○	○	86	
2		考慮していない。									

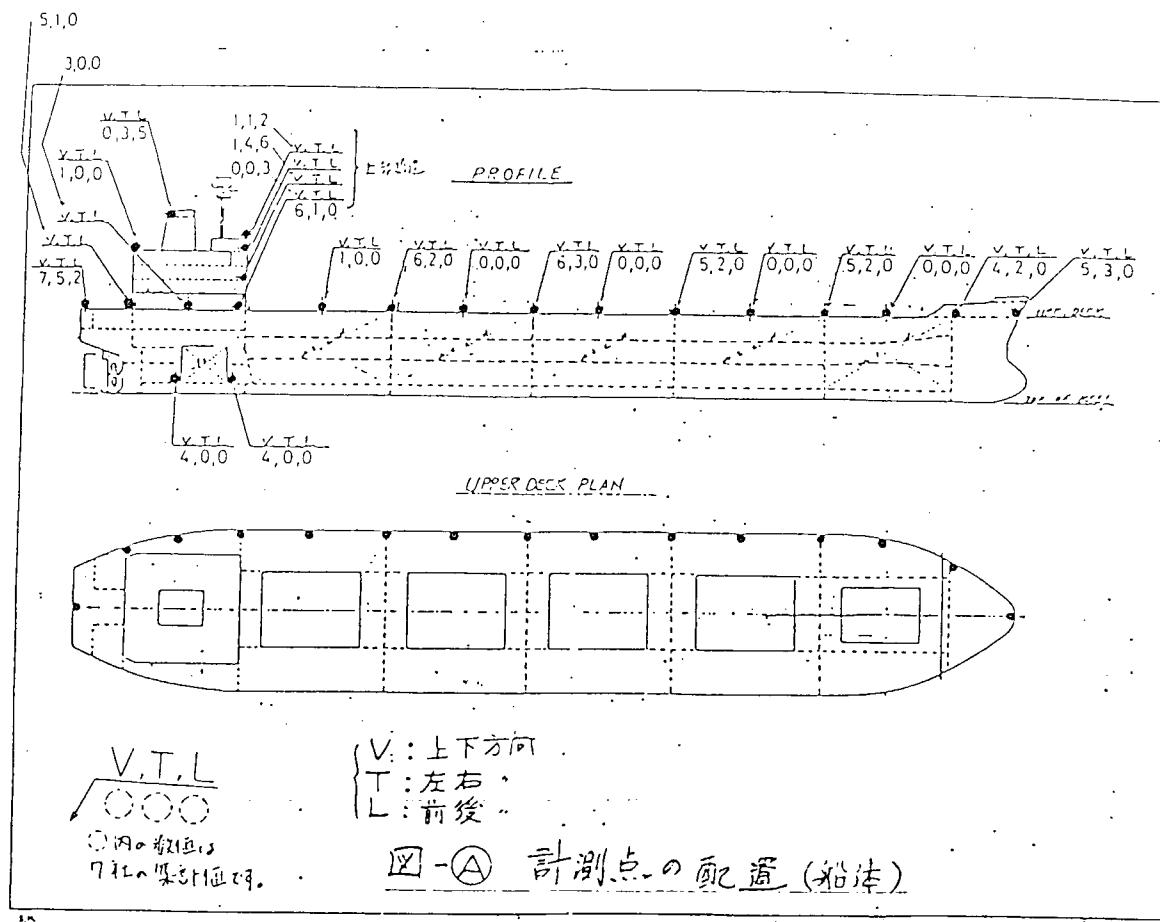
設問	(10)	起振機実験時の 水深の考慮	各社の回答							回答の比率	
			A	B	C	D	E	F	G	50	100
1		考慮している。	○	○	○	○	○	○	○		
	a)	吃水の5倍以上	○	○		○	○	○		43	
	b)	できるだけ深い所	○	○		○	○	○	○	57	
2		考慮していない。									

計測時の舵角については各社共 3° ~ 5° 以下となる様にしているが、ISOコードの推奨値 2° 以下は若干オーバーしている。(設問 11)

設問	(11)	航走時振動計測時の 舵角調整	各社の回答							回答の比率	
			A	B	C	D	E	F	G	50	100
1		2°以下の調整								0	
2		3° "		○	○	○	○			29	
3		5° "	○	○	○	○	○	○	○	71	
4		調整していない。								0	

船体振動計測の場合は、振動モードを解析することが多いので、多点同時計測をほとんどの造船所で用いている。

各社の振動計測点の位置を集計すると [図-A] の如くなる。



これから傾向的に言えることは、

- 1) 上甲板上は、上下／左右を主に計測している。なかでも船首尾端横隔壁上部・居住区前後端は、計測している造船所が多い。
- 2) 居住区甲板は当然乍ら前後方向の計測が多い。また、中でも航海船橋甲板は重要な計測点として左右振動を計測するケースが多い。

尚、船主からの船体振動の計測の要求に対しては、船尾端や居住区頂部等数点のみの計測で了承されているケースが多いとの意見があった。

各点のデータ収録時間は、ほとんどの造船所で 30 秒以下である。また、共振点

を早期に確認するためのスイープ・テスト（主機回転数を短時間にMIN→MAXに上昇させて連続計測する）は約半数の造船所で実施している。（設問⑫～⑬）

設問 ⑫	船体振動計測の データ収録時間	各社の回答							回答の比率 50 100
		A	B	C	D	E	F	G	
1	30秒以下	○	○	○	○	○	○	○	86
2	1分以下	○							14
3	2分以下							○	
4	2分以上							○	

設問 ⑬	船体振動計測時の スリーポテスト(共振点の平行) 確認	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	行なっている				○	○	○	○
a)	回転数の増減速度 5 rpm/min 以下						○	○
b)	回転数の増減速度 5 rpm/min 以上				○	(10~14)		
2	行なっていない	○	○	○		○	○	○

次に、ISOでは旋回時、クラッシュ・アスター時及びアンカー・ドロップ時の振動計測をオプション項目で規定しているので、これらについての各社の現状を調べた結果が（設問⑭）である。

どの項目も、各社の技術レベルで計測できないものはないが、アンカードロップテスト以外は各社共振動データとして不要と考え、計測していないものと推定される。

設問 ⑭	下記振動計測の 実施状況	各社の回答							コメント
		A	B	C	D	E	F	G	
1	最高回転数での旋回時 の振動計測	X	X	X	X	X	X	X	○…毎船行なっている。 △…時々行なっている。 X…行なっていない。
2	クラッシュ・アスター時 の振動計測	△	X	X	X	X	X	X	
3	アンカードロップテスト時 の振動計測	X	△	△	△	△	△	△	

同様にプロペラサーフェースフォース等の起振力の計測についてのアンケート調査が（設問 15）である。起振力は各社共必要に応じて計測している様である。

また、第6章で論じられている減衰の影響を考えているのは2社のみであり、今後検討する余地があると思われる。（設問 16）

設問 15	起振力計測の実施状況	各社の回答							コメント
		A	B	C	D	E	F	G	
1	サーフェースフォース	△	△	△	△	△	△	△	○…毎船行なっている。 △…時々行なっている。 ×…行なっていない。
2	ペアリングフォース	X	X	X	X	△	△	△	
3	スラスト変動	△	△	△	△	△	△	△	
4	トルク変動	△	O	X	△	△	△	X	

設問 16	船体の減衰係数把握の実験実施状況	各社の回答							回答の比率	
		A	B	C	D	E	F	G	50	100
1	行なっている			O	O				29	
2	行なっていない	O	O			O	O	O	71	

### ア. 3. 主機の振動計測の調査

最近のロングストローク、少數氣筒の省燃費機関の開発で、主機架構の振動や軸系の振動問題がクローズアップされ、振動防止ステーや縦振動ダンパーを取付けるケースが増えてきた。

それに伴い、主機及びその周辺の振動計測の必要性も増加しつつある。以下では、この点についてのいくつかのアンケート調査の結果をまとめる。

先ず、主機の振動計測を実施するのは、4筒／5筒主機等、起振力が大きい主機を採用した場合がほとんどである。他に新機種の主機を採用した場合に行うという回答が一社あった。（設問⑯）

設問 ⑯	主機振動計測の 実施状況	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	常時計測する。							
2	主機起振力の大きい 場合のみ計測する。	○	○	○		○	○	○B社
3	新機種のみ計測する。				○			
4	計測していない。							○A社

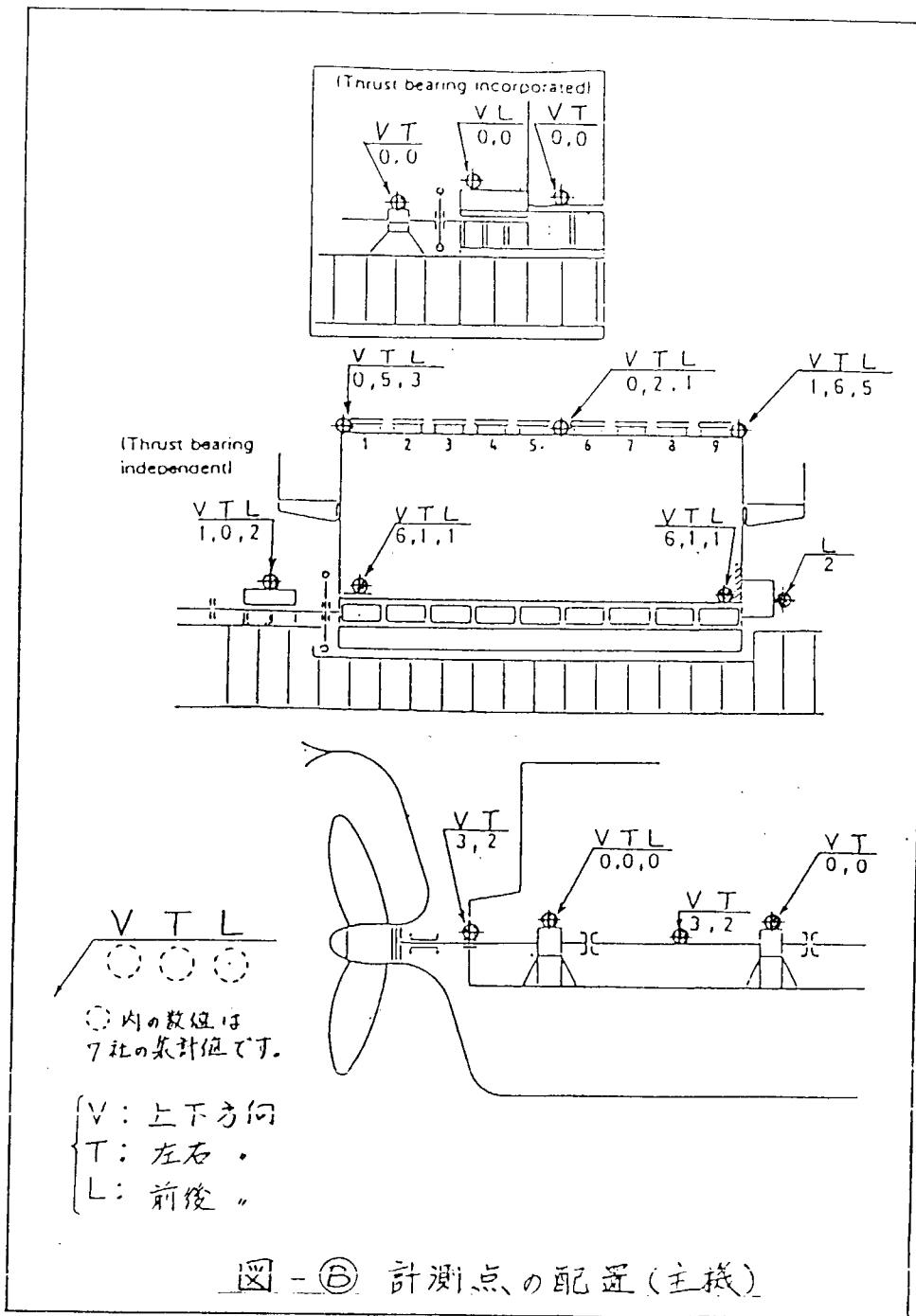
軸系振動についても、設計上の検討が必要な場合にのみ行うとする回答が大勢を占めており、ケース・バイ・ケースで実施していると言える。（設問⑰）

設問 ⑰	軸系横振動計測の 実施状況	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	常時計測している。							
2	軸系横振動に設計上の検討が必要な場合計測している。	○	○	○	○		○	○A社
3	計測していない。					○		○B社

主機の振動計測に於ける各社の計測ポイントの配置の傾向を〔図-B〕に示す。

これから見て、現在は主機前後端の頂部及び基部が主な計測対象点で、クランク軸前端、スラストブロック近傍、プロペラボス等の計測はあまり多くない。

今後、機関室周辺の防振技術を向上していくためには、これらの点のデータ蓄積に  
関し更に考慮を払うべきと思われる。



## 7.4. 局部振動計測の調査（居住区画のローカル振動）

### 7.4.1. 計測の目的

居住区画の局部振動については、昭和59年度末に発行された（ISO 6954）に許容振動レベルが定められている。最近では、多くの建造船で振動評価方法として、このガイドラインが適用される方向にあるが、これに対する完成時の品質確認のためにも、局部振動計測は、船舶建造の一工程でもある重要な項目となっている。この点が、自主研究的な性格の強い 7.2 の船体振動計測との大きな差異である。

ISO の局部振動に対する計測法コード（ISO 4868）は船体振動に対する計測法コード（ISO 4867）と内容的に重複している部分が多いが、上述の様に対外的な必要性は局部振動の方が高いので（ISO 4868）に対する対応が当面は、より重要であると思われる。

### 7.4.2. 計測機器

局部振動は、ポータブルの振動計を用いて、移動しながら計測する方法が主にとられており、船体振動計測とは別の計測システムとしているのが一般的である。

（7社中2社は移動計測と同時計測とを併用している。）（設問 ⑯）

設 向 ⑯	局部振動の測定方法	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	多点同時計測のみ							
2	一点移動計測のみ		○	○		○	○	○
3	前記の両方	○			○			

局部振動の場合は、振動検出器（ピックアップ）は各社各様のものを用いている。また、アスカニア等の機械式のものも併用されている。

但し、データの記録はテープレコーダーにほぼ統一されている。（紙テープに直接出力が一部ある。）（設問 ⑰ ~ ⑱）

設問	(20)	振動検出器の種類	各社の回答						
			A	B	C	D	E	F	G
	1	機械式(アスカニア等)	○				○	○	○
	2	動電型	○		○				
	3	圧電型		○			○	○	
	4	サーボ型							
	5	歪ゲージ型				○	○		

設問	(21)	計測データの記録方法	各社の回答						
			A	B	C	D	E	F	G
	1	テープレコータ	○	○	○	○		○	○
	2	ペ-ペ-オシログラフ	○				○	○	
	3	デジタル表示(目視)							
	4	アスカニア						○	

機器の較正はメーカーで行うが、時期については「一年毎」と定期的に行う造船所が半数近くを占めている。修理補償の際が中心であった。船体振動計測の場合と比較して興味深い。(設問②2~②3)

設問	(22)	計測機器の較正場所	各社の回答						
			A	B	C	D	E	F	G
	1	自社							
	2	メーカー	○	○	○	○	○	○	○

設問	(23)	計測機器の較正间隔	各社の回答							回答の比率	
			A	B	C	D	E	F	G	50	100
	1	約1年毎	○	○			○			43	
	2	毎計測時								0	
	3	修理補償の時		○	○	○	○	○		57	

振動検出単位、記録単位は加速度が最もよく用いられている。またアスカニアが併用されていることもあり、変位の回答もかなりの割合を占めている。

(設問 24 ~ 25)

設問 24	振動検出器の 検出物理量	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	変位	○			○	○	○	
2	速度			○				
3	加速度	○	○	○	○	○	○	

設問 25	記録する物理量	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	変位	○	○	○	○	○	○	
2	速度							
3	加速度	○	○	○	○	○	○	

#### 7.4.3. 計測の方法

局部振動の計測は、一般にスピード・トライアル時に実施されるが、NSOでの計測は全社実施している。また、MCOに於ても併せて計測することが多いが、75% MCO等、それ以外の状態での計測は少ない様である。(設問 26)

設問 26	振動計時の航行状態	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	NSOにて計測	○	○	○	○	○	○	○
2	MCOにて計測	○	○	○	○		○	○
3	75% MCOにて計測	○	○					○

局部振動と船体振動の計測を同時に行なうケースは少ない(7社中1社が場合により行なうとしているのみ)。これは4-2で示されている様に計測システムが異なることと、局部振動が定常航走時(NSO等)に計測されるのに対し、船体振動

は、共振点チェックの為回転数遅増状態で計測する等時間的なズレがある為と思われる。

尚、多軸船の場合は、全軸運転状態のみでの計測が多い。(設問 27)

設問	(27)	多軸船の振動計測	各社の回答						
			A	B	C	D	E	F	G
1	一軸運転のみで計測								
2	全軸運転のみで計測	○	○	○	○	○	○	○	○ <sub>A所</sub>
3	上記併用で計測			○					○ <sub>B所</sub>

計測時の「積付状態」、「船尾喫水」、「海象状態」、「水深」及び「舵角調整」等に対する考慮についてのアンケート結果は船体振動の計測結果とほとんど同一であった。(設問⑧~⑪ 参照)

また、局部振動計測では主機回転との位相差を計測しているところはなかった。ISOコードでは要求されているが、局部振動は振動レベルの絶対値を考慮することが多いので、問題にはならないと考えられる。(設問 28)

設問	(28)	主機回転との位相差 計測の状況	各社の回答						
			A	B	C	D	E	F	G
1	計っている。								
2	計っていない。	○	○	○	○	○	○	○	○

次に、計測位置及び点数については、居住区の各層毎に1~3点を選択しているケースが最も多い。居住区以外の船尾や機関コントロール・ルームも計測点に加えている造船所は約半数である。(設問 29)

設問	(29)	局部振動計測の 計測位置	各社の回答						
			A	B	C	D	E	F	G
1	上部構造の各デッキ( )点	○ (2)	○ (3)	○ (3)	○ (1)	○ (3)	○ (2)		
2	上部構造の各室1点	○							
3	船尾部	○			○				
4	機関室コントロール・ルーム	○	○	○				○	

計測方向は3方向すべて計測する造船所と各々の計測点毎に必要な方向のみ計測する造船所とに分かれた。これは振動計に3軸用のものと1軸用のものを用いる場合の差が出ているものと考えられる。(設問③〇)

設問 ③〇	振動計測方向	各社・回答							回答の比率	
		A	B	C	D	E	F	G	50	100
1	3方向計測	○	○			○	○		57	
2	問題となる方向のみ計測	○			○	○			43	

#### 7.4.3. データの解析法

計測データの収録時間は、各社の実績にはかなりのバラツキがある。また、解析についても「FFT」を用いる造船所、「目視解析」による造船所及び両方を併用している所と各社各様の結果となった。(設問③①～③②)

設問 ③①	局部振動計測の データ収録時間	各社・回答							回答の比率	
		A	B	C	D	E	F	G	50	100
1	10秒以下					○			14	
2	20秒以下							○	14	
3	30秒以下	○		○	○				43	
4	60秒以下		○				○		29	

設問 ③②	計測データの解析手法	各社・回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	周波数解析(FFT等)	○	○	◎	○		○	
2	目視解析	○		○		○	○	○

今後、(ISO 6954)等の適用が一般化してくると、FFTの利用の比率も増加していくと推定される。しかし、現時点ではFFTはまだ装置的に新しいものであり、メーカーにより機能の差異等もあって、データの処理方法は、各社の間は統一されていない様である。(設問③③～③⑥)

設問 33 周波数解析での取込みデータ処理の状況		各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	データ処理を行なっている	○	○	＼	＼	＼	＼	＼
a)	ハニケン用数	○	○	＼	＼	＼	＼	＼
b)	バンドパスフィルター	＼	＼	＼	＼	＼	＼	＼
2	データ処理を行なっていない	○	○	＼	○	＼	＼	＼

設問 34 周波数解析でのアベレージングの状況		各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	行なっている。 データ( )枚, データ用数( )個, 回数( )回	○ (8) (1024)(4)	○ (8) (1024)(4)	○ (25) (1024)(25)	＼	＼	＼	＼
a)	各サンプルの最大値を用いる。	＼	＼	＼	＼	＼	＼	＼
b)	〃 平均値 〃	○	○	＼	＼	＼	＼	＼
2	行なっていない。 データ( )枚, データ用数( )個	＼	＼	○ (5)(1024)	＼	○ (30)(1024)	＼	＼

設問 35 周波数解析での解析法		各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	市販FFTアナライザによるサンプリングタイム固定	○	○	○	○	＼	○	＼
2	ミニコン等によるFFT (主約1回転を2^n分割して取る)	＼	＼	＼	＼	＼	＼	＼

設問 36 局部振動計測の振動評価値		各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	ビーグ値(取込みデータでくりかえし起る高さの平均振幅)	＼	＼	＼	○	○	○ <sub>AF</sub>	＼
2	ビーグ値(FFT解析後の値)	○	○	○	＼	＼	○	＼
3	実効値(〃)	＼	＼	＼	＼	＼	＼	＼
4	オーバーオールビーグ値	＼	＼	＼	＼	＼	＼	＼
5	オーバーオール実効値	＼	＼	＼	＼	＼	○ <sub>BF</sub>	＼

このデータの処理方法については、(ISO 4867/4868)に於ても不明確のまま残されており、今後日本提案等を基にして更に審議される予定となっている様であるが、何らかの方法により、日本国内のデータ処理方法は統一する方向にすべきであろう。

局部振動の許容値は各社共（ISO 6954）の上限値（9mm/sec）を用いており、各社の振動計測報告書の作成基準により作成し、要求に応じ船主に提出している。

（設問 37～38）

設問 37	局部振動の許容値	各社の回答						
		A	B	C	D	E	F	G
1	ISO 6954 (9~7mm/sec)	○	○	○	◎	○	○	○
2	" (4~7mm/sec)				○			
3	ISO 2631							
4	独自の許容値							

設問 38	局部振動計測報告書 の作成と提出の状況	各社の回答							回答の比率	
		A	B	C	D	E	F	G	50	100
	作成基準	1 あり	○	○	○	○	○	○	100	100
		2 なし							0	
	船主への 提出	1 いたことがある	○	○	○	○	○	○	100	100
		2 いたくない							0	

## 7.5. ISO 振動コードの取扱いについての調査

最後に、本アンケート調査の設問の基準となった（ISO 4867/4868）のコードに対する各社の対応を調査した結果を以下に示す。

先ず、計測方法の基準（コード）については、各社共自社の標準に依っており、ISOのコードは参考にはしているものの、これを適用はしていない様である。

（設問 ⑩ ~ ⑪）

設問 ⑩	計測方法の基準（コード）	各社の回答							回答の比率	
		A	B	C	D	E	F	G	50	100
1	ISO 4867/8を用いている								0	
2	BV・NP等のガイドライン								0	
3	自社の標準	○	○	○	○	○	○	○	100	

設問 ⑪	ISO コードの適用状況	各社の回答							回答の比率	
		A	B	C	D	E	F	G	50	100
1	常に適用している。								0	
2	適用したことある (o.w. 実現率)								0	
3	参考にしている。	○	○	○	○	○	○	○	100	
4	参考していない。								0	

今後は自社の計測標準の中に可能なものはとり入れていくと言う回答もいくつかあったが、実際には（設問 ⑫）に見られる如く、現状の各社の計測状況から見ると、ISOコードをすべて適用するためには、かなりの計測項目や報告書の内容の追加が必要となる。その為現実的な対応としては、船主等から ISOコードのどの項目の適用を要求されても計測ができる体制を整えておき、実際の計測は自社標準で実施していくという意見が多かった。

設問 41	ISO コードによる報告書 作成項目と各社の現状 との関連	各社の回答							実施の割合	
		A	B	C	D	E	F	G	50	100
1	船の設計主項目	○	○	○	○	○	○	○	100	
a)	TABLE 1, 2, 3 & 4 を記述する。	○	△	○	○	X	X	○	71	
b)	船体横断面と上部構造の 概略図	○	△	○	○	X	○	○	86	
2	船体振動計測と局部振動計 測の検出位置と測定方向 を示す概略図	○	○	○	○	○	○	○	100	
3	起振周波数(軸の回転数、 フレードリケンサー等)を1軸に 変換、速度、加速度を2軸として グラフに振巾のカーブを描く。 (ISO のチャート)	○	○	○	○	○	○	○	100	
4	共振状態ごとの局部振動の概 形図、右舷から左舷までと後端 に最近の点から前端に最近の 点までをプロットする。	X	X	X	X	X	△	X	14	
5	顕著な振動が発生した全ての場 所と周波数の一覧表、主機間 等の振動については、軸回転 数を記す。	X	X	X	○	X	X	X	14	
6	船尾端の計測によって得られ た、船体振動の固有値、また 発生した異常な振動状態。	○	X	X	○	X	X	○	43	
7	計測時の気象状態、海象状 態と波の船に対する相対的 角度	X	△	○	X	△	○	X	57	
8	解析方法	X	△	X	X	X	X	X	14	
9	使用した(計測、解析) 機器の種類	X	○	X	○	○	○	X	57	

注) 実施の割合の算出では △は○と同等に扱った。

Table 1 - Particulars of test ship

Particulars of ship		Ship name		Builder/year built		Hull	
Name and type							
Class							
Construction							
Length $l_{\text{pp}}$ between perpendiculars, m							
Breadth $B$ moulded, m							
Depth $D$ moulded, m							
Draught $T$ full load, m							
Displacement $\Delta$ full load, t							
Block coefficient $C_B$							
Dead weight, t							
Light weight, t							
2nd moment of area of midship section, $m^4$		$I_y$					
Sheer area of midship section, $m^2$		$A_s$					
Sketch of midship section							
Diameter $D_p$ , m							
Speed, r/min							
Type and number of rudders							
Sketch of screw aperture...							

Remarks:

- \* For diesel engines, the distance from the aft perpendicular to centre of engin. For turbine, the approximate location, for example amidships, sometimes at  $l/2$ .
- \*\* In the case of an engine having unbalanced forces and/or other excitation necessary to describe the vibratory phenomenon, the value should be added in the "Remarks" column.
- \*\*\* Sketch of shaft system showing relative location of rotating and stationary parts. Indicate the length of all bearing  $l_1$  and  $l_2$  ( $l_1 + l_2$ )
- \*\*\*\* Distance between two tail shaft supports.
- \*\*\*\*\* Distance between the propeller centre of gravity and all support of the tail shaft.
- \*\*\*\*\* Diametral clearance.
- \*\*\*\*\* For example, on double bottom, in propeller housing.

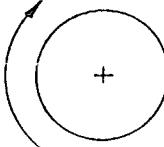
Table 2 - Particulars of propulsion-shaft system

Particulars of propulsion-shaft system		Number of shafts		Maximum speed and normal speed, r/min		Type of bushing material	
						Shaft alignment (isrigid or axial)	
		Rotating parts		Stationary parts			
1	2	Diameter mm	Length mm	Diameter mm	Length mm	C* mm	Support** mm
1 Tail shaft							
2 1st intermediate shaft							
3 2nd intermediate shaft							
4 3rd intermediate shaft							
5 4th intermediate shaft							
6 Thrust shaft		Diameter mm	Mass polar moment of inertia $I_{\text{m}}^2$				
2nd reduction gear							
1st reduction gear							
Flywheel							
All part of the shafting							
Mass $m$ , and density, $10 \text{ kg/m}^3$ , of propeller							
Mass polar moment of inertia of propeller, $1 \text{ m}^2$							
All support of tail shaft							
Forward support of tail shaft							
Intermediate bearing							
Natural frequency, $c/\min$	Morin	Lateral	Forward whist	Counter whist			
1st							
2nd							

Sketch of shaft system showing relative location of rotating and stationary parts. Indicate the length of all bearing  $l_1$  and  $l_2$  ( $l_1 + l_2$ )

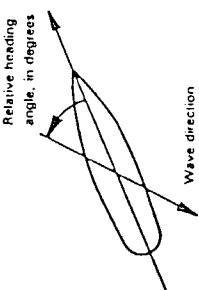
Table 3 - Particulars of main diesel engines or turbine driven plants

Particulars of main engine			Particulars of main engine		
Manufacturer			Natural frequency of shafting and crankshaft or gearing and turbines, c/mmh <sup>2</sup>		
Kind			Mode	Longitudinal	Torsional
Type			Normal	1st	
Output, kW	Bore:	Maximum	Brake:	2nd	
	Shaft:			3rd	
Rotational frequency, /min					
			Main diesel engine		
Number of cylinders			Mass and position in longitudinal and vertical direction of centre of gravity relative to crankshaft axis		
Cylinder bore			Mass polar moment of inertia with respect to crankshaft axis		
Cylinder stroke			Stiffness values of thrust block, N/m		
			Forward running (looking towards)	Order	Couple N.m
				1st	
			Free forces and couples due to unbalance	2nd	
			Firing order		
			Guide forces (F) and couples (M)		



Sketch of crankshaft or reduction gear system showing its major scalloping

Table 4 - Conditions during vibration measurements

Test conditions		Date	Place
Sea state (Beaufort number)			Type and characteristics of measuring instruments
Height of swell, m			
Relative heading angle, in degrees			
			
Depth of water, m			
Draught forward, m			
Draught ast., m			
Mean draught, m			
Test displacement, d, t			
Propeller immersion from shaft centreline to water surface, m			
Loading plan			

Give details of balancers, detuners, dampers, etc., which could influence vibration.

## 7. 6. 問題点と提言

現在の各社の振動計測法について、アンケートの結果より以下の点が考察される。

- 1) 船体振動計測（航走時及起振機実験）は各社共自主研究として振動データの蓄積、解析法の精度検討等に用いている。

今後、計測点・計測状態・計測機器等をある程度統一すれば、計測データの共有化が可能で、経費・労力の節減に結びつくと思われる。

- 2) 主機の振動計測は、まだ各社共充分な計測データが蓄積されていない様である。今後主機起振力の伝達機構やダンピングの検討等のためには、更に巾広い計測が必要と思われる。

また、主機の起振機実験の際の起振機設置位置の影響については今後検討が必要であろう。（主機頂部起振では高次モードが正確に再現できない）

- 3) データ解析手法（特にFFTによる処理法）について今後更に検討する必要がある。

- 4) ISOの振動計測法のコードは、現在の各社の計測法と比較して、あまりに多岐に亘っており、すべてを満たすことは技術的には可能であろうが時間と労力がかかりすぎる。重要度から見た実質的な適用基準をSR等の機関で作成しておくことも対策となろう。

## 8. 振動に関する船級協会の考え方

### 8. 1 序

工業製品が有すべき機能に対する社会の要請の変化とともに、船舶という工業製品に対しても、求められる機能が変化してきている。例えば、貨物を安全に目的地まで運びうる船舶から、多くの荷物を、少ない燃料と少ない人員で、安全かつ経済的に目的地まで運ぶというように、いわゆるトータルコスト パフォーマンスの高い船舶が強く望まれるようになってきている。

この様な社会の要請を満たすために、船体の船殻重量は安全性の見地から許される限度内で軽くなる傾向にあり、その結果、船体各部の共振点が低くなってくる。

また、燃料消費量を少なくするために、小数気筒エンジンを搭載すると、不平衡力が無視できなくなる傾向にあり、少ない人員にするため、コンピュータ等の精密機器を搭載すると、防振対策がより重要になる。

したがって、船舶の振動に関する問題は、ますます重要となってきている。

本章では、この様な状況下で、振動に関する船級協会の考え方について述べる。

### 8. 2 船体振動に関する船級協会規則の主旨

通常船級協会の規則には、それを適用するに当つての前提条件が明記されている。

例えば、(財)日本海事協会(NK)の登録規則(英文版)には、鋼船規則等の技術規則を適用するに当つての前提条件として次の条文を設けている。

The Rules of the Society (The Rules for the Survey and Construction of Steel Ships, etc.) are framed on the understanding that:

(1) The ship will be properly loaded and handled in such a way as to secure sufficient stability of the ship and to avoid excessive structural stress. Where it is desired to provide exceptional loaded or ballasted conditions, particulars are to be submitted to consideration in connection with the submission of plans to be approved.

(2) Stability of the ship will be sufficient and in compliance with the governmental requirements, when required. Special attention should be paid to the stability by the builders in design and construction stages and by the masters while in service.

(3) Dynamic exciting force of major order from propelling machinery and propeller will not be close to any natural frequency of ship's hull or part thereof within the expected service ranges of the propelling machinery.

また、LRの規則には次の条文を設けている

The Rules do not cover certain technical characteristics such as stability, trim, hull vibration, etc. The committee can not assume responsibility for these matters but is willing to advise upon them on request.

これらの条文から、船級協会は推進器系統から発生する起振力と船体構造や諸機器等との共振が起こらないことを前提に、換言すれば船体に有害な振動が発生しないことを前提に、船級を付与していることがわかる。

したがって、船体に有害な振動が発生するか否かを判断し、もし発生する可能性がある場合には適当な対策をとることは、船級協会が、船級を付与するために行うべき責務ではない。

だからといって、船級協会は、振動の発生に関する技術的諸問題に無関心でいる訳ではない。何故ならば、

有害な振動が発生したために生じたき裂等の損傷箇所が適切に修理又は補強されたか否かを確認することは船級協会の責務であり、この確認を正しく行うためには振動の発生に関する技術的知識が必要となる場合があるからである。

また、N K の登録規則には次の条文を設けている。

The society will, upon request, advise on technical matters which are not covered by the Rules.

この条文と同様な主旨は、前述の L R の条文にも明記されている。すなわち、船級協会は、船級を付与するためには必要な技術的事項以外の事項でも、要請があれば積極的に調査検討し適切なアドバイスすることをポリシーの一つとしている。

したがって、有害な振動の発生に関する問題についても、要請があれば速やかに対処出来るだけの技術的水準を有しておく必要がある。このためにも、船級協会は、振動の発生に関する技術的諸問題にも常に関心を持っている。

### 8.3 機関関係の振動に関する日本海事協会の考え方

当会の鋼船規則（昭和 59 年度版）には、機関設備に係る振動に関する次の条文が設けられている。「機関設備等は、海上試運転において正常な機能を有し、かつ有害な振動のないことが確認されなければならない。」この条文は、船級協会として海上公試時に、船舶の安全性の見地から船舶の機関設備等に有害な振動の有無を検査し、もし有害な振動があると考えられる場合には、なんらかの共振回避対策を行うべきことを操船者に通知している。例えば具体的に、捩り振動に対しては、付録資料に示すように鋼船規則集及び鋼船規則等の検査要領集（昭和 59 年度版）において、各種軸（クランク軸、中間軸、プロペラ軸等）に対し持続して使用しうる許容捩り振動応力を規定しており、実際に船舶製造後の海上公試の際に実測試験を行い、常用回転範囲に前述の許容限度を越える共振が生じないこと、及び被害を与える共振が持続されないと確認している。

また、軸系の捩り振動以外の振動モードに対しても前述の取扱いに準じて対処している。

- 付録 (1) 鋼船規則抜粋 ; D 編 1 章 1.4.5 海上試運転
- (2) ノルム ; D 編 8 章 軸系ねじり振動
- (3) 鋼船規則等の検査要領集抜粋 ; D 8 軸系ねじり振動

## 鋼船規則抜粋：D編1章 1.4.5.海上試運転

### 1.4.5 海上試運転

- 1. 機関設備等は、海上試運転時又は他の適当な時期に、十分な試運転及び効力試験を行わなければならない。
- 2. 機関設備等は、海上試運転において正常な機能を有し、かつ、有害な振動のないことが確認されなければならない。
- 3. 後進力試験においては、A編2.1.8に定める速力で前進中、後進全速を発令し、できるだけ速やかに後進全速への切換操作を行う。この場合、主機がディーゼル機関にあっては後進速力（回転数）が整定するまで、蒸気タービンにあっては後進発令から15分間、それぞれ運転を継続し、後進性能及び停止性能を確認して、その成績を記録し、操船資料として船内に保管しておかなければならない。
- 4. 複数個のプロペラを備える船舶にあっては、1つ又はそれ以上のプロペラを使用しない状態における操船性能を確認及び記録し、船内に保管しておかなければならない。
- 5. 船舶が操船又は停止のための補助装置を備えている場合には、それらの効力試験を行い、その成績を操船資料として船内に保管しておかなければならない。
- 6. 自動制御及び遠隔制御を行うための設備の海上試運転については18章の規定にもよらなければならぬ。また、登録規則第四条の二第二項から第四項に定める符号が付記される船舶にあっては19章の規定にもよらなければならぬ。

## D編 機関設備、管装置及び制御設備

### 1章 通 則

#### 1.4.4 船内据付け後の試験

機関設備等は、据付けられた後、該当各章に定める試験を行わなければならない。

#### 1.4.5 海上試運転

-2. 機関設備等は、海上試運転において正常な機能を有し、かつ、有害な振動のないことが確認されなければならない。

## 8章 軸系ねじり振動

### 8.1 適用等

#### 8.1.1 適用

本章の規定は、ディーゼル機関、蒸気タービン及びガスタービンを主機とする船舶及び歯車により動力を伝達する電気推進船の主推進軸系、並びにディーゼル機関によって駆動される発電機に用いられる軸系に適用する。

#### 8.1.2 提出資料

-1. 承認のために、次に示す内容を含む軸系ねじり振動計算書を提出しなければならない。

(1) 1節、2節及び必要と認められるときは、さらに多節の振動に対する自然振動数計算書

(2) 連続最大回転数の120%までに存在する共振点のねじり振動応力の計算値、及び120%以上に共振点が存在する $\lambda$ 次又は $\lambda/2$ 次( $\lambda$ はシリンドラ数)振動によって90~120%の回転数範囲に現われるねじり振動応力(すその応力)の計算値

(3) クランク配置及び着火順序(ディーゼル機関で駆動される軸系の場合)

-2. 前-1.の規定にかかわらず、次に示す場合には本会の承認を得て、ねじり振動計算書の提出を省略することができる。

(1) 既に承認された軸系と同形の軸系の場合

(2) 振動系に若干の変更がある場合でも、従来の振動計算書又は振動実測結果により、振動数及び応力を正確に推定できる場合

#### 8.1.3 計測

ねじり振動計算書の提出が必要な軸系に対しては、計測結果の推定値を確認するための計測を行わなければならない。ただし、8.1.2-2.により計算書の提出を省略した場合、及び使用回転数範囲に危険な振動がないと本会が認めた場合にはねじり振動計測を省略することができる。

### 8.2 応力の許容限度

#### 8.2.1 クランク軸

主機として用いられるディーゼル機関のクランク軸に作用するねじり振動応力は、次の(1)から(4)の規定によらなければならない。

(1) 連続最大回転数以下において、機関を連続使用する場合のねじり振動応力は、次に示すとを超えないこと。

(a) 4サイクル直列及び列間着火間隔が45°又は60°の4サイクルV型機関に対しては  
次式による値

$$\tau_1 = 45 - 24\lambda^2 \quad (0 \leq \lambda \leq 1.0)$$

(b) 2サイクル機関及び上記以外の4サイクルV型機関に対しては次式による値

$$\tau_1 = 45 - 29\lambda^2 \quad (0 \leq \lambda \leq 1.0)$$

$\tau_1$ : 機関を連続使用する場合のねじり振動応力の許容限度 ( $N/mm^2$ )

$\lambda$ : 使用回転数と連続最大回転数の比

(2) 連続最大回転数の80%以下においては、ねじり振動応力が次に示す $\tau_2$ を超えない場合に限り、前(1)で算出される $\tau_1$ を超える回転数範囲を速やかに通過させることを条件として、前(1)にかかるねじり振動応力を承認する。

$$\tau_2 = 2\tau_1 \quad (0 \leq \lambda \leq 0.8)$$

$\tau_2$ : 速やかに回転数範囲を通過させることを条件とした場合のねじり振動応力の許容限度 ( $N/mm^2$ )

$\lambda$ : 使用回転数と連続最大回転数の比

(3) 連続最大回転数を超えて、連続最大回転数の115%以下の回転数範囲において、ねじり振動応力は次に示す $\tau_3$ を超えないこと。

(a) 4サイクル直列及び列間着火間隔が45°又は60°の4サイクルV型機関に対しては、次式による値

$$\tau_3 = 21 - 237(\lambda - 0.8), \sqrt{\lambda - 1} \quad (1 < \lambda \leq 1.15)$$

(b) 2サイクル機関及び上記以外の4サイクルV型機関に対しては、次式による値

$$\tau_3 = 16 - 237(\lambda - 0.8), \sqrt{\lambda - 1} \quad (1 < \lambda \leq 1.15)$$

$\tau_3$ : 過回転数域におけるねじり振動応力の許容限度 ( $N/mm^2$ )

$\lambda$ : 使用回転数と連続最大回転数の比

(4) 軸の材料の引張強さが440N/mm²よりも高い場合及び降伏点が225N/mm²よりも高い場合には、前(1)、(2)及び(3)に示す $\tau_1$ 、 $\tau_2$ 及び $\tau_3$ の値は、次式により算出される係数 $f_m$ を乗じた値まで増すことができる。

(a)  $\tau_1$ 及び $\tau_3$ に対して

$$f_m = 1 + \frac{2}{3} \left( \frac{T_s}{440} - 1 \right)$$

(b)  $\tau_2$ に対して

$$f_m = \frac{Y}{225}$$

$f_m$ : ねじり振動応力の許容限度に対する材料補正係数

$T_s$ : 軸の材料の仕様引張強さ ( $N/mm^2$ )

ただし、炭素鋼製鋼品で600N/mm²、低合金鋼製鋼品で835N/mm²を超える場合は、本会が適当と認める値とする。

$Y$ : 軸の材料の規格最低降伏点 ( $N/mm^2$ )

### 8.2.2 中間軸、スラスト軸、プロペラ軸及び船尾管軸

-1. ディーゼル機関を主機とする船舶の中間軸、スラスト軸、プロペラ軸及び船尾管軸に作用するねじり振動応力は、次の(1)及び(2)の規定によらなければならない。

(1) 連続最大回転数の105%以下において、機関を連続使用する場合のねじり振動応力は、次に示す $\tau_1$ を超えないこと。

$$\tau_1 = \frac{T_s + 160}{18} \cdot C_r \cdot C_o \cdot (3 - 2\lambda^2) \quad (0 \leq \lambda \leq 0.9)$$

$$\tau_1 = 1.38 \cdot \frac{T_s + 160}{18} \cdot C_r \cdot C_o \quad (0.9 < \lambda \leq 1.05)$$

$\tau_1$ : 機関を連続使用する場合のねじり振動応力の許容限度 ( $N/mm^2$ )

$\lambda$  : 使用回転数と連続最大回転数の比

$T_s$  : 軸の材料の仕様引張強さ ( $N/mm^2$ )

ただし、算式に使用する  $T_s$  の上限は、中間軸及びスラスト軸においては  $800N/mm^2$  並びにプロペラ軸及び船尾管軸においては  $600N/mm^2$  とする。

また、プロペラ軸及び船尾管軸において、承認された耐食性材料で製造された軸、又はこれ以外の材料で製造され、かつ、海水に対する確実な防食が行われていない軸については本会が適当と認めるところによる。

$C_k$  : 軸の種類及び形状に関する係数で表D8.1による。

$C_d$  : 軸の大きさに関する係数で次式による。

$$C_d = 0.35 + 0.93d^{0.2}$$

$d$  : 軸の直径 ( $mm$ )

表 D8.1  $C_k$  の 値

中間軸		スラスト軸		プロペラ軸及び 船尾管軸	
一体フランジ 継手の場合	焼きばめ、 押しばめ、 冷しばめ 継手の場合	キー溝を設 ける場合	スラストカ ラーの両側	ころがり軸 受の軸方向 荷重を受け る部分	—
1.0	1.0	0.6	0.85	0.85	0.55

備考：上記以外の  $C_k$  の値は、本会がその都度定めるものとする。

- (2) 連続最大回転数の80%以下においては、ねじり振動応力が次に示す  $\tau_2$  を超えない場合に限り、前(1)で算出される  $\tau_2$  を超える回転数を速やかに通過させることを条件として、前(1)にかかわらずそのねじり振動応力を承認する。

$$\tau_2 = 1.7\tau_1 / \sqrt{C_k}$$

$\tau_2$  : 速やかに回転数範囲を通過させることを条件とした場合のねじり振動応力の許容限度 ( $N/mm^2$ )

その他の記号は前(1)で使用されるものと同じ。

- 2. 蒸気タービン又はガスタービンを主機とする船舶、ディーゼル機関を主機として主推進軸系との間に電磁継手等の滑り継手を介する船舶並びに歯車により動力を伝達される電気推進船の中間軸、スラスト軸、プロペラ軸及び船尾管軸に作用するねじり振動応力の許容限度は、本会が適当と認める値とする。

### 8.2.3 発電機の軸系

- 1. 発電機を駆動するディーゼル機関のクランク軸に作用するねじり振動応力は、次の(1)及び(2)の規定によらなければならない。

- (1) 連続最大回転数の90%を超えて、連続最大回転数の110%以下の回転数範囲において、ねじり振動応力は次に示す  $\tau_1$  を超えないこと。

(a) 4サイクル直列及び列間着火間隔が45°又は60°の4サイクルV型機関に対しては  
 $\tau_1 = 21 \text{ N/mm}^2$

(b) 2サイクル機関及び上記以外の4サイクルV型機関に対しては $\tau_1 = 16 \text{ N/mm}^2$

(2) 連続最大回転数の90%以下においては、ねじり振動応力が次に示す $\tau_2$ を超えない場合に限り、そのねじり振動が存在する回転数範囲を速やかに通過させることを条件として、そのねじり振動応力を承認する。

$$\tau_2 = 90 \text{ N/mm}^2$$

-2. ディーゼル機関で駆動される発電機の発電機軸に作用するねじり振動応力は、次の(1)及び(2)の規定によらなければならぬ。

(1) 連続最大回転数の90%を超え、連続最大回転数の110%以下の回転数範囲において、ねじり振動応力は次に示す $\tau_1$ を超えないこと。

$$\tau_1 = 31 \text{ N/mm}^2$$

(2) 連続最大回転数の90%以下においては、ねじり振動応力が次に示す $\tau_2$ を超えない場合に限り、そのねじり振動応力が存在する回転数範囲を速やかに通過させることを条件として、そのねじり振動応力を承認する。

$$\tau_2 = 118 \text{ N/mm}^2$$

-3. 軸の材料の引張強さが440N/mm<sup>2</sup>より高い場合及び降伏点が225N/mm<sup>2</sup>より高い場合には、前-1.及び-2.に示す $\tau_1$ 及び $\tau_2$ は8.2.1(4)の $f_m$ を乗じた値まで増すことができる。

#### 8.2.4 共振点の回避

4サイクル直列機関の1節 $n$ 次及び $\frac{n}{2}$ 次並びに2サイクル直列機関の1節 $n$ 次（ $n$ はシリンダ数）の共振点は、特に本会が承認した場合を除き、次に示す回転数範囲に存在してはならない。

$$\text{主推進軸系に対して } 0.8 \leq \lambda \leq 1.1$$

$$\text{発電機の軸系に対して } 0.9 \leq \lambda \leq 1.1$$

$\lambda$ ：共振時の回転数と連続最大回転数との比

#### 8.2.5 詳細検討

ねじり振動応力の許容限度について、軸系の強度を考慮した詳細な検討書が提出され、本会がこれを検討して適当と認めた場合には、8.2.1、8.2.2及び8.2.3の規定にかかわらず、その許容限度を承認する。

### 8.3 連続使用禁止範囲

#### 8.3.1 連続使用禁止範囲

-1. ねじり振動応力が8.2に定める許容限度 $\tau_1$ を超える場合には、次に示す範囲を含んだ回転数連続使用禁止範囲を設け、回転計に赤帯を入れてこれを表示しなければならぬ。

$$\frac{16N_c}{18-\lambda} \leq N \leq \frac{(18-\lambda)N_c}{16}$$

$N$ ：連続使用禁止の回転数 (rpm)

$N_c$ ：共振時の回転数 (rpm)

$\lambda$ ：共振時の回転数と連続最大回転数との比

-2. 過大なねじり振動により、歯車のチャタリング等の問題が生ずる場合には、その回転数

範囲に対して、前-1.の規定を準用する。

-3. 前8.2に定める許容限度 $\tau_1$ を超える応力の発生する回転数範囲が、計測により確認できた場合には、前-1.に規定する範囲にかかわらず、その回転数範囲を連続使用禁止範囲とすることができる。ただし、回転計の誤差を考慮したものとしなければならない。

## D 8 軸系ねじり振動

### D 8.2 応力の許容限度

#### D 8.2.1 クランク軸

仕様引張強さが、炭素鋼鍛鋼品で  $600 \text{ N/mm}^2$ 、低合金鍛鋼品で  $835 \text{ N/mm}^2$  を超える材料のクランク軸について、規則D編8.2.1(5)に定める  $f_m$  を求める際の  $T_s$  の値は、次の(1)及び(2)による。

- (1) 次に示す(2)の場合を除き、炭素鋼鍛鋼品については  $600 \text{ N/mm}^2$ 、低合金鍛鋼品については  $835 \text{ N/mm}^2$  とする。
- (2) 軸のねじり疲労強度に関して、「船用材料・機器等の承認及び認定要領」第1編4章4.4の規定に準拠した試験を行い、その結果を本全が検討して承認した場合には、基準とする材料（仕様引張強さが  $440 \text{ N/mm}^2$  のKSF材）に対する疲労強度の向上分に見合った  $T_s$  の値とする。

#### D 8.2.2 中間軸、スラスト軸、プロペラ軸及び船尾管軸

- 1. 承認された耐食性材料で製造されたプロペラ軸、又はこれ以外の材料で製造され、かつ、海水に対する確実な防食が行われていないプロペラ軸にあっては、機関を連続使用する場合のねじり振動応力の許容限度を規則D編8.2.1-1.(1)の  $\tau_1$  に代えて次に示す  $\tau_1$  とすること。

$$\tau_1 = A - B\lambda^2 \quad (0 \leq \lambda < 0.9)$$

$$\tau_1 = C \quad (0.9 \leq \lambda \leq 1.05)$$

$\tau_1$  : 機関を連続使用する場合のねじり振動応力の許容限度 ( $\text{N/mm}^2$ )

$\lambda$  : 使用回転数と連続最大回転数の比

A, B, C : 軸の材料により定まる定数で表D 8.2.2-1.による。

表D 8.2.2-1. A, B, C の 値

	海水に対する確実な防食が行われていない炭素鋼又は低合金鋼	オーステナイト系ステンレス鋼 (JIS SUS 304相当)	マルテンサイト系折出硬化型ステンレス鋼で「船用材料・機器等の認定要領」の付表1.7.1に掲げるもの
A	32.4	40.7	61.1
B	24.6	30.5	47.3
C	12.5	16.0	22.8

(注) 上記以外の材料については、その都度定める。

—2. 蒸気タービン又はガスタービンを主機とする船舶、ディーゼル機関を主機として主推進軸系との間に電磁継手等の滑り継手を介する船舶、並びに歯車により動力を伝達される電気推進船の中間軸、スラスト軸、プロペラ軸及び船尾管軸に作用するねじり振動応力の許容限度は、規則D編8.2.2-1(1)の算式において、次の表D 8.2.2-2に示す $C_k$ の値を用いて算出されるものとする。

表D 8.2.2-2.  $C_k$  の 値

中 間 軸		スラスト軸		プロペラ軸及び 船 尾 管 軸	
一体フランジ 継手の場合	焼きばめ、 押しばめ、 冷しばめ 継手の場合	キ一滑 を設ける 場 合	スラストカ ラーの両側	ころがり軸 受の軸方向 荷重を受け る 部 分	—
0.75	0.75	0.45	0.65	0.65	0.35

(備考)上記以外の $C_k$ の値は、本会がその都度定めるものとする。

#### D 8.2.5 詳細検討

軸に作用するねじり応力が要領D 6.2.6に示す条件を満足する場合には、規則D編8章に定める $\tau_1$ にかえて、この条件中の変動ねじり応力 $\tau_d$ を機関を連続使用する場合のねじり振動応力の許容限度とすることができる。

## 緒 言

船体の振動について一応完成しているのは船体梁としての低次振動とそれに関連する現象の理論だけである。本研究では、船体を船殻と機関よりなる構造と考え、そのメカニズムに関する研究の現状と問題点を明確にした。なお、本研究においてはプロペラに関連する事項は省いた。

振動に関しては、

「どのような振動が起るか」（第1～3章）

「起振力・減衰力の大きさと発生のメカニズムは」（第4, 6章）

「振動はどこまで許されるか」（第5, 8章）

「振動を軽減する方法は」（第5章）

「実験の方法は」（第7章）

が問題になり、それぞれの章でそれらに関する問題点を明らかにした。これに基づいて、将来研究計画を行うことができると思う。

本研究を行うに当たり御協力をたまわりました関係各位に心から感謝いたします。