

第94研究部会

船体機関の振動防止対策に関する実験研究

報告書

(第2分冊)

昭和44年3月

社団法人

日本造船研究協会

目 次

第1編 船体関係 (第1分冊)	1
1. 船体固有振動数	3
1.1 船体上下固有振動数	3
1.2 船体水平固有振動数	14
1.3 船体縦固有振動数	19
1.4 付加水質量	22
1.4.1 船体上下高次固有振動数に及ぼす浅水影響に関する模型実験	22
1.4.2 船体水平曲げ、振り連成振動における付加質量および付加慣性モーメント	26
2. 局 部 振 動	29
2.1 上部構造前後振動	29
2.2 船 底 振 動	32
3. プロペラ起振力	36
4. 応 答 計 算	41
5. 巨大船の Non-Beam Vibration	53
6. 実船計測結果	61
6.1 日立造船計測結果	61
6.2 佐世保重工業計測結果	79
6.3 浦賀重工業計測結果	87
6.4 石川島播磨重工業計測結果	95
6.5 三井造船計測結果	113
6.6 三菱重工業計測結果	147
7. 大型模型船実験結果	155
第2編 機 関 関 係 (第2分冊)	181
1. 理 論 解 析	183
1.1 主機関およびプロペラ軸系の起振力に関する研究	183
1.1.1 首振り振動に対する起振力	183
1.1.2 ねじり振動による誘導起振力	206
1.1.3 プロペラ軸よりの船体振動起振力	213
1.2 多点加振の理論解析	225
1.2.1 多自由度系の強制振動の方程式	225
1.2.2 固有振動数と振動モード	225
1.2.3 基準振動への変換	226
1.2.4 機関架構の横振動の応答計算	227
1.2.5 6質点系多点加振の計算例	231
1.3 クランク軸系のねじり縦連成振動の数値解析	234
1.3.1 研 究 目 的	234
1.3.2 一 般 説 明	234
1.3.3 フローチャートの説明	234

1. 3. 4	STPHYSプログラムの基本的考え	2 3 5
1. 3. 5	一般HOLZER法による固有値問題の解HÖLNフローチャート	2 3 7
1. 4	クランクスローの撓性係数の解析	2 4 2
1. 4. 1	荷重と微小変位の6次元ベクトル表示	2 4 2
1. 4. 2	物体の撓性係数	2 4 2
1. 4. 3	左右対称物体の撓性行列	2 4 3
1. 4. 4	前後対称物体の撓性行列	2 4 3
1. 4. 5	左右対称かつ前後対称な物体の撓性行列	2 4 4
1. 4. 6	半クランクスローの撓性行列と全クランクスローの撓性行列の関係	2 4 4
1. 4. 7	撓性係数の測定	2 4 5
1. 4. 8	クランク軸水平支持デフレクション試験	2 4 6
1. 4. 9	クランク軸鉛直支持デフレクション試験	2 4 7
1. 4. 10	クランクピン中央荷重試験	2 4 7
1. 4. 11	解 析 例	2 4 8
2.	模 型 実 験	2 5 0
2. 1	小模型実験(機関架構横振動の模型実験)	2 5 0
2. 1. 1	研 究 目 的	2 5 0
2. 1. 2	実験装置および実験方法	2 5 0
2. 1. 3	実 験 結 果	2 5 0
2. 1. 4	固有振動数と振動モード	2 5 0
2. 1. 5	結 論	2 5 5
2. 2	大形模型実験	2 5 5
2. 2. 1	緒 言	2 5 5
2. 2. 2	起振機およびロードセルについて	2 5 5
2. 2. 3	架構単独試験	2 5 6
2. 2. 4	実機に対する計算	2 6 3
2. 2. 5	合 同 実 験	2 6 6
2. 2. 6	測 定 結 果	2 6 7
3.	実 機 実 験	2 7 5
3. 1	実機の起振実験および運転時振動実験	2 7 5
3. 1. 1	起 振 実 験	2 7 5
3. 1. 2	運転時振動実験	3 5 7
3. 1. 3	総 括 的 検 討	3 8 5
3. 2	係留時および海上試験運転時振動実験	3 8 7
3. 2. 1	測 定 項 目	3 8 7
3. 2. 2	供 試 船 要 目	3 8 7
3. 2. 3	計 測 要 領	3 8 8
3. 2. 4	考 察	4 0 7
第3編	船体と機関・軸系の関連振動の実測結果 (第3分冊)	4 1 1
緒 言		4 1 3

1. 実測資料	4 1 4
1.1 SHIP No. H-4	4 1 4
1.2 SHIP No. 41-C	4 2 0
1.3 SHIP No. 41-E	4 2 7
1.4 SHIP No. 41-G	4 3 4
1.5 SHIP No. 41-H	4 4 0
1.6 SHIP No. 41-J	4 4 9
1.7 SHIP No. 42-G	4 6 7
1.8 SHIP No. 42-I	4 7 7
1.9 SHIP No. 42-J	4 9 7
1.10 SHIP No. 42-K	5 0 5
1.11 SHIP No. 43-D	5 1 2
1.12 SHIP No. 43-G	5 3 1
2. 機関架構振動と船体振動の関連の検討	5 4 6
2.1 供試資料	5 4 6
2.2 検 討	5 4 6
3. 軸系振動と船体振動の関連の検討	5 5 1
3.1 供試資料	5 5 1
3.2 検 討	5 5 2
3.3 む す び	5 5 5

第 2 編 機 関 関 係

1. 理論解析

1.1 主機関およびプロペラ軸系の起振力に関する研究

1.1.1 首振り振動に対する起振力

(1) 首振り振動起振力の計算法

一般に振動体に対する起振力を考える場合には、振動系外から作用する力を考えるのが普通であるが、機関の首振り振動の場合には起振力が振動系内で発生すると考えられるためその取扱いは若干の考慮を要する。

すなわち、図 1.1.1 のように機関のクランク機構を考えると、

$$F = \frac{1}{\cos \phi} \left[\frac{\pi D^2}{4} P(\theta) - \frac{M_r R \omega^2}{g} \left(\cos \theta + \frac{1}{\lambda} \cos 2\theta \right) \right]$$

$$= \frac{1}{\cos \phi} [F_p - F_{mr}]$$

$$F_s = -\tan \phi [F_p - F_{mr}]$$

$$F_y = F_p - F_{mr} - F_c \cos \theta$$

$$F_c = \frac{M_c R \omega^2}{g}$$

$$F_r = \cos(\theta - \phi) [F_p - F_{mr}] + F_c$$

$$F_x = -\tan \phi [F_p - F_{mr}] + F_c \sin \theta$$

$$F_\ell = \frac{1}{2} F_p$$

(1.1.1)

ここに

- F : 連接棒に作用する力
- F_p : ピストンに作用するガス力
- F_{mr} : 往復運動部の慣性力
- F_s : シリンダ壁またはクロスヘッド摺動面に作用する力
- F_y : ジャーナル中心に作用する力の垂直方向成分
- F_x : ジャーナル中心に作用する力の水平方向成分
- F_c : ピン部に作用する回転重量の遠心力
- F_r : クランク腕に作用する力
- F_ℓ : タイロッドに作用する力
- D : シリンダ直径
- $P(\theta)$: シリンダ内圧力
- M_r : 往復動部分の重量
- M_c : 回転部分の重量
- R : クランク軸の回転半径
- L : 連接棒の長さ
- ω : クランクの角速度

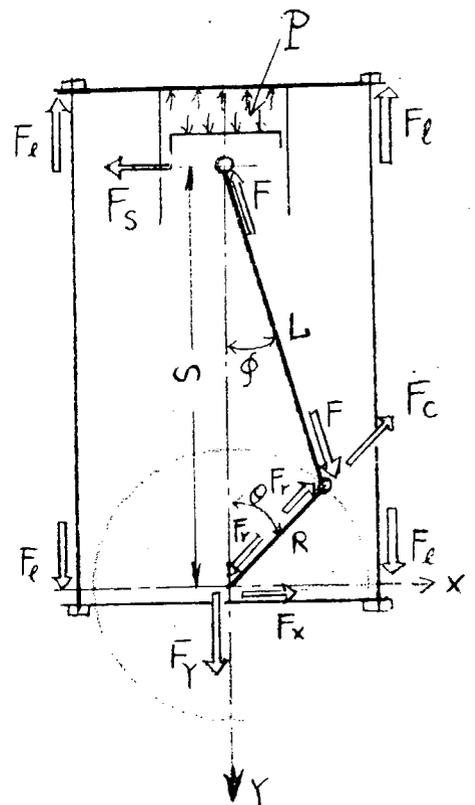


図 1.1.1

S : ピストンピンまたはクロスヘッドピンとジャーナル中心との距離

λ : 連桿比

θ, ϕ : 図 1.1.1 に示す。(時計方向の回転を正とする)

となり、外力は F_{mf} および F_c で他は内力と考えることができ、一応 F_s と $(F_x - F_c \sin \theta)$ による偶力 $F_s \cdot S$ を首振り振動の起振力と考えることができる。ただし、首振り振動をどのような等価系に置くかによつて起振力の考え方も相違してくる。

すなわち、図 1.1.2 (a) のように考えれば F_s のようであり、図 1.1.2 (b) のように考えれば $F_s \cdot S$ のトルク起振となる。図(a)のような起振はH形振動およびX形振動の解析には便利であるがX形振動には後述するように若干の無理がある。これに対し図(b)の等価系はやや複雑であるが、すべての振動モードに適用しうるように思われる。なお図 1.1.2 において

- J_i : 架構底部の慣性モーメント
- m_i : 架構上部の質量
- k_λ : 架構の曲げばね定数
- $k_{\theta a}$: 台板を船体に連結する構造部材の回転ばね定数
- $k_{\theta b}$: 架構と台板を含めた機関全体の回転ばね定数

である。

なお、ジャーナル中心に作用する力はクランクを連続梁と考えると図 1.1.3 のように他のジャーナル支点にも配分されるが、これらの反力の総和は作用力に等しいため、支点にばねを考えない限り、作用力そのものを起振力と考えてよい。ただし図に示すように、支点にばね k_i およびその付近の構造物の質量 m_i を考えるときわめて複雑になるがここでは触れない。

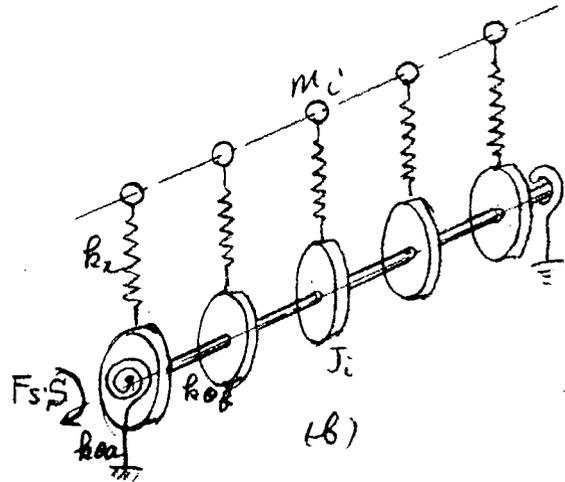
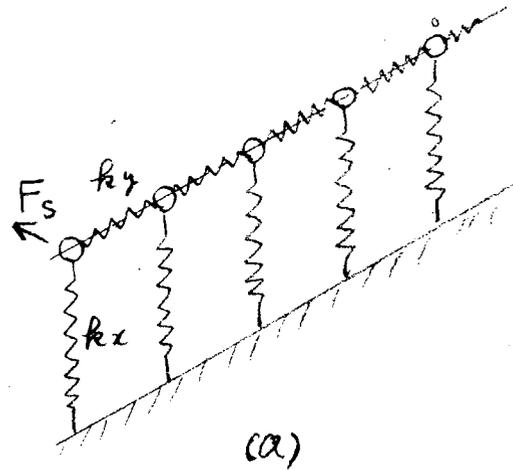


図 1.1.2

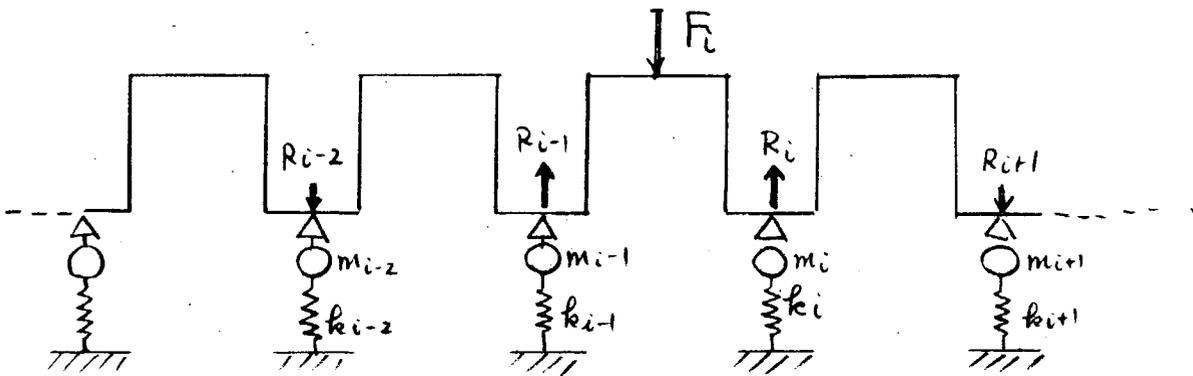


図 1.1.3

したがって、機関の首振り振動の起振力または起振モーメントはそれぞれ (1.1.2) 式にて与えられる。

表 1. 1. 1 (a) F_s (Kg)

HARMONIC ANALYSIS
HITACHI B AND W 984-VT2BF180

ORDER		1		2		3		4		5		6	
BPM	PE	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
534.4	1.946	4620.3	13.7°	2208.4	-1.8°	2313.6	-6.8°	1827.3	-5.5°	1413.6	-8.3°	880.8	-18.7°
918.6	1.923	6293.4	11.3°	1534.0	-17.62°	1756.0	-1.27°	2217.7	-7.0°	1597.7	-13.2°	975.7	-19.3°
534.3	3.621	6565.6	17.4°	4074.1	.4°	3450.0	9.1°	2552.9	9.3°	1975.0	15.8°	1208.0	24.4°
918.3	3.513	8083.5	12.9°	297.2	-15.18°	2268.3	-1.62°	2830.1	-10.1°	2065.7	-14.8°	1005.7	-30.1°
1146.4	3.645	8865.2	12.0°	3670.3	-17.60°	1712.3	-25.1°	2659.4	-10.6°	1958.7	-18.3°	1143.8	-30.1°
725.7	5.767	9667.1	16.9°	4339.5	-6.1°	3933.6	-1.41°	3182.2	-13.0°	2476.8	-23.9°	1395.5	-35.5°
919.4	5.725	10187.6	15.5°	1953.6	-14.2°	3481.6	-1.79°	3259.0	-13.2°	2504.0	-22.0°	1352.3	-35.3°
1147.7	5.755	11581.6	13.8°	1616.5	-15.85°	2821.6	-2.64°	3410.0	-15.9°	2443.3	-24.5°	1322.0	-39.7°
729.9	7.690	11563.3	17.7°	5800.9	-4.1°	4802.7	-1.83°	3760.2	-15.4°	2694.1	-22.4°	1605.8	-47.7°
917.2	7.560	12041.3	16.8°	3566.5	-1.14°	4440.7	-20.8°	3844.7	-16.7°	2779.5	-24.5°	1500.8	-44.5°
1046.6	7.430	13472.0	13.7°	1702.1	-3.25°	3665.9	-2.35°	3843.2	-16.3°	2553.8	-25.1°	1483.0	-42.1°
1149.4	7.460	13838.9	13.9°	901.9	-9.75°	3529.8	-2.86°	4024.9	-16.5°	2679.9	-23.4°	1483.0	-42.1°
917.4	8.565	13001.0	17.1°	4358.1	-1.30°	4764.5	-2.39°	4027.8	-17.5°	2922.5	-25.8°	1457.9	-49.5°
1101.3	8.513	14295.8	15.0°	1802.9	-3.75°	4178.1	-2.89°	4095.1	-18.4°	2685.4	-27.3°	1482.9	-48.2°
1186.7	8.475	14684.3	14.8°	1250.4	-9.11°	3758.1	-3.23°	4048.5	-20.8°	2861.7	-28.9°	1415.9	-46.8°
915.8	9.152	14080.6	16.6°	5116.4	-1.29°	5073.8	-1.93°	4242.8	-19.3°	3031.0	-26.9°	1564.0	-47.0°
1046.8	9.052	14445.2	15.2°	3034.7	-2.40°	4466.0	-2.68°	4124.6	-20.3°	2873.5	-26.3°	1427.9	-45.1°
1145.7	9.087	15353.0	14.6°	1956.9	-4.94°	4302.5	-3.13°	4218.3	-20.3°	2802.4	-26.4°	1441.1	-49.5°
1194.4	9.115	16021.0	13.8°	1599.5	-7.75°	4004.0	-3.44°	4062.1	-19.1°	2750.7	-30.4°	1462.4	-46.0°

HARMONIC ANALYSIS
HITACHI B AND W 984-VT2BF180

ORDER		7		8		9		10		11		12	
BPM	PE	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
534.4	1.946	459.2	-29.5°	354.7	-25.7°	257.1	-30.7°	132.6	-61.9°	106.0	-73.6°	72.1	-71.8°
918.6	1.923	539.1	-20.0°	390.7	-29.4°	251.3	-44.4°	122.1	-61.9°	105.5	-73.8°	80.2	-80.7°
534.3	3.621	589.4	-31.9°	449.6	-40.7°	361.6	-49.3°	200.2	-67.1°	148.3	-88.2°	124.5	-90.5°
918.3	3.513	620.7	-43.9°	485.5	-34.4°	141.2	-44.5°	176.6	-110.6°	214.3	-90.1°	63.7	-136.2°
1146.4	3.645	527.6	-35.9°	385.0	-39.9°	239.3	-58.1°	102.6	-104.4°	106.5	-103.8°	48.3	-112.3°
725.7	5.767	680.3	-43.4°	551.6	-51.2°	358.0	-63.1°	201.5	-115.3°	203.4	-143.5°	69.1	-131.2°
919.4	5.725	573.9	-51.0°	508.1	-60.5°	378.1	-73.5°	180.6	-122.4°	140.3	-148.2°	56.7	-140.6°
1147.7	5.755	644.4	-49.7°	399.3	-55.0°	262.4	-103.7°	203.0	-139.8°	21.6	-178.2°	111.8	-131.4°
729.9	7.600	866.7	-58.9°	430.9	-44.1°	359.8	-82.3°	277.1	-122.3°	158.0	-159.2°	134.6	-153.4°
917.2	7.560	717.2	-61.2°	458.5	-49.8°	282.2	-77.7°	258.5	-140.5°	146.0	-170.9°	125.5	-158.8°
1046.6	7.430	713.3	-55.4°	331.5	-67.3°	256.1	-91.0°	148.4	-157.5°	108.0	-162.7°	60.6	-126.1°
1149.4	7.460	728.6	-50.8°	326.9	-54.3°	332.8	-87.8°	157.8	-143.3°	192.7	-141.2°	110.6	-161.7°
917.4	8.565	692.8	-58.2°	513.9	-46.6°	221.8	-110.5°	195.5	-169.2°	24.6	-38.2°	72.9	-170.3°
1101.3	8.513	652.5	-50.4°	279.4	-38.7°	206.1	-82.2°	119.2	-170.1°	121.0	-142.0°	66.5	-163.2°
1186.7	8.475	558.8	-55.2°	318.8	-22.0°	183.0	-63.5°	206.5	-155.6°	74.7	-109.2°	78.9	-100.8°
915.8	9.152	649.5	-61.2°	318.8	-36.0°	193.0	-84.0°	248.7	-161.3°	119.8	-130.7°	77.3	-106.7°
1046.8	9.052	673.7	-66.0°	408.5	-47.5°	172.9	-97.9°	264.5	-175.8°	155.0	-107.5°	120.4	-103.0°
1145.7	9.087	563.2	-66.2°	244.2	-30.9°	114.9	-92.5°	82.3	-123.4°	115.5	-53.1°	120	-159.8°
1194.4	9.115	464.4	-52.6°	254.0	-20.1°	66.0	-110.7°	170.7	-154.3°	154.5	-71.2°	47.0	-30.6°

表 1. 1. 1 (b) F_s (Kg)

HARMONIC ANALYSIS
HITACHI B AND W 984-VT2BF180

ORDER	13			14			15			16			17			18		
	RPM	PE	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN										
5344	1.946	3.86	-10.75°	5.11	-7.62°	5.70	-7.24°	4.33	-14.99°	4.64	-14.84°	4.58	-10.03°					
9186	1.923	4.85	-13.69°	7.71	-15.79°	4.51	-15.39°	1.15	17.96°	5.39	-17.44°	5.82	-17.54°					
5343	3.621	9.62	-120.3°	10.19	-14.44°	5.93	-11.29°	5.16	-11.49°	11.13	-17.66°	8.11	17.46°					
9183	3.513	10.10	1.68.1°	5.19	-10.32°	3.54	-8.18°	7.75	17.63°	5.74	-17.65°	3.84	14.92°					
11464	3.645	8.27	110.7°	4.44	15.51°	8.65	-13.45°	3.56	16.86°	2.99	12.67°	7.57	-15.82°					
7257	5.767	7.71	-15.22°	18.40	-17.03°	8.67	-16.17°	3.25	-10.77°	7.88	15.72°	4.75	13.16°					
9194	5.725	8.86	16.24°	15.98	16.16°	8.90	15.87°	4.55	15.85°	8.34	16.43°	2.55	13.64°					
11477	5.755	17.26	135.8°	8.10	8.56°	5.88	9.91°	1.015	140.6°	6.8	-16.69°	4.68	-23.0°					
7299	7.600	15.64	-13.83°	13.47	13.27°	9.12	13.81°	3.89	-16.45°	6.25	10.67°	20.8	16.51°					
9172	7.560	15.92	-17.67°	4.95	14.19°	6.76	9.85°	8.93	16.40°	3.21	-12.35°	3.77	2.8°					
10466	7.430	7.76	15.65°	5.33	-16.99°	9.98	7.64°	8.60	10.08°	1.84	-50.6°	5.34	8.2°					
11494	7.460	14.20	10.83°	14.67	10.15°	6.80	15.26°	4.53	13.74°	2.57	-3.58°	10.79	11.3°					
9174	8.565	1.692	-1.646°	4.58	11.76°	5.68	8.29°	7.22	14.75°	5.0	140.9°	3.43	29.0°					
11013	8.513	1.229	13.27°	11.27	8.27°	2.99	-4.41°	7.30	14.49°	9.46	6.25°	5.24	-14.4°					
11867	8.475	9.88	15.45°	4.36	12.54°	1.256	11.62°	8.74	11.89°	4.70	-4.66°	5.43	1.65°					
9158	9.152	17.95	-15.58°	9.29	11.53°	4.85	60.2°	7.81	12.27°	6.54	6.57°	5.24	-3.99°					
10468	9.052	8.30	14.10°	4.51	-2.94°	3.19	150.2°	9.18	15.76°	2.64	-1.7°	8.90	2.47°					
11457	9.087	6.39	9.91°	7.77	6.15°	9.05	-8.13°	8.38	-14.20°	11.84	11.61°	3.56	10.55°					
11944	9.115	6.43	3.56°	2.16	8.20°	4.13	-16.99°	3.20	11.60°	1.13	-8.16°	3.51	4.61°					

HARMONIC ANALYSIS
HITACHI B AND W 984-VT2BF180

ORDER	RPM	PE	AMP
0			
5344	1.946		859.86
9186	1.923		1069.79
5343	3.621		1644.11
9183	3.513		1561.80
11464	3.645		1622.65
7257	5.767		2589.34
9194	5.725		2479.90
11477	5.755		2570.85
7299	7.600		3040.67
9172	7.560		3182.07
10466	7.430		3193.25
11494	7.460		3165.64
9174	8.565		3553.36
11013	8.513		3540.91
11867	8.475		3729.92
9158	9.152		3853.01
10468	9.052		3759.94
11457	9.087		3985.33
11944	9.115		3806.59

表 1. 1. 2 (a) M_s (Kg-m)

HARMONIC ANALYSIS
HITACHI B AND W 984-VT2BF180

ORDER	1		2		3		4		5		6	
	RPM	PE	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
5344	1946	1717.22	158°	3.7°	10199.1	5.4°	8220.8	5.8°	6295.4	8.7°	4021.5	173°
9186	1923	2124.67	143°	175.2°	6868.6	12.3°	9206.3	8.1°	7130.0	12.8°	4505.1	18.1°
5343	3621	2497.58	19.6°	2.1°	15439.4	7.6°	11631.3	9.7°	8791.8	15.4°	5519.2	23.0°
9183	3513	2811.80	15.9°	28°	9598.5	14.6°	11853.5	11.1°	9068.5	15.0°	4858.0	27.4°
11464	3645	2926.36	15.5°	-178.3°	6197.7	26.9°	10762.1	12.7°	8645.0	18.0°	5254.5	27.9°
7257	5767	3596.58	19.5°	1.4°	17695.6	12.3°	14279.4	14.0°	10914.8	23.0°	6461.8	33.4°
9194	5725	3661.20	18.5°	3.1°	15107.8	16.0°	14225.4	14.5°	10998.5	21.6°	6262.1	33.1°
11477	5755	3983.97	17.2°	45.1°	11496.8	25.6°	14232.0	17.8°	10803.9	24.2°	6161.9	36.8°
7299	7600	4331.34	20.2°	.5°	21674.1	15.4°	16873.8	16.2°	12037.7	22.9°	7303.0	43.3°
9172	7560	4392.54	19.6°	3.8°	19503.9	18.5°	16918.7	17.8°	12324.7	24.5°	6953.9	40.9°
10466	7430	4775.10	16.6°	9.5°	16013.3	21.5°	16348.5	17.8°	11494.5	24.8°	6803.6	39.2°
11494	7460	4832.78	17.0°	16.1°	14961.1	26.5°	16880.0	18.4°	12009.1	23.6°	6871.7	38.8°
9174	8565	4763.40	19.9°	5.6°	21085.0	21.0°	17798.9	19.0°	12887.6	25.9°	6845.0	44.4°
11013	8513	5072.33	18.1°	11.8°	17931.9	26.4°	17503.2	20.4°	12078.0	27.2°	6830.3	43.7°
11867	8475	5142.84	18.1°	22.1°	15912.9	30.5°	17158.2	22.9°	12629.9	28.7°	6653.4	42.8°
9158	9152	5171.13	19.3°	6.1°	22655.7	21.2°	18792.4	20.5°	13459.8	26.8°	7265.9	42.9°
10468	9052	51874.9	18.1°	10.0°	19566.0	24.4°	17915.3	21.6°	12756.3	26.5°	6733.2	41.6°
11457	9087	5433.14	17.7°	17.4°	18475.7	29.1°	18042.4	22.2°	12523.0	26.8°	6670.5	44.9°
11944	9115	5609.86	16.7°	23.9°	17020.5	32.1°	17258.9	21.8°	12269.3	29.7°	6729.8	42.4°

HARMONIC ANALYSIS
HITACHI B AND W 984-VT2BF180

ORDER	7		8		9		10		11		12	
	RPM	PE	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN
5344	1946	2241.6	-2.66°	-2.65°	1137.3	31.7°	631.2	5.63°	473.5	7.10°	323.8	7.37°
9186	1923	2595.1	-20.4°	28.9°	1132.1	42.5°	604.3	58.6°	471.5	7.24°	346.9	83.1°
5343	3621	2921.7	-30.6°	39.9°	1585.2	49.0°	945.3	65.0°	678.9	8.48°	552.5	92.5°
9183	3513	2936.0	-40.0°	36.1°	784.4	47.6°	751.2	101.6°	847.7	9.33°	328.3	129.6°
11464	3645	2643.5	-34.4°	40.3°	1063.1	56.6°	501.7	93.2°	444.7	10.34°	195.3	118.2°
7257	5767	3392.3	-41.8°	50.7°	1585.2	63.7°	906.5	108.2°	830.3	13.88°	383.5	136.5°
9194	5725	2961.7	-47.4°	59.8°	1627.0	73.7°	824.7	113.7°	599.3	14.29°	300.3	149.5°
11477	5755	3148.3	-47.3°	56.7°	1134.7	98.1°	1168	134.2°	191.0	17.20°	478.2	133.9°
7299	7600	4068.8	-55.0°	50.1°	1544.4	80.4°	1117.8	119.5°	641.3	17.66°	602.1	156.6°
9172	7560	3540.5	-56.0°	53.4°	1256.0	77.9°	1009.8	135.8°	651.3	17.90°	579.9	164.3°
10466	7430	3424.3	-52.3°	65.7°	1087.8	90.2°	608.7	149.0°	452.3	16.78°	289.8	137.6°
11494	7460	3500.2	-48.4°	56.1°	1350.0	86.1°	663.1	158.7°	737.5	14.87°	521.0	152.7°
9174	8565	3445.0	-54.5°	50.9°	959.5	100.6°	724.4	159.9°	97.7	13.15°	332.3	170.2°
11013	8513	3216.4	-48.5°	44.5°	839.7	78.9°	453.9	161.9°	479.5	15.06°	308.9	177.7°
11867	8475	2891.4	-50.0°	29.9°	792.8	61.5°	700.9	150.6°	295.2	12.69°	338.5	109.8°
9158	9152	3244.6	-55.4°	44.2°	821.7	83.5°	900.4	158.0°	459.9	14.96°	321.7	128.9°
10468	9052	3279.6	-59.2°	52.6°	753.4	94.9°	939.1	177.1°	643.8	117.6°	523.3	107.5°
11457	9087	2823.8	-59.1°	41.5°	455.8	80.8°	251.6	117.9°	409.7	58.3°	64.6	101.8°
11944	9115	2522.3	-48.2°	29.1°	235.2	96.0°	587.1	150.1°	566.7	7.73°	247.7	43.8°

表 1. 1. 2 (b) M_s (Kg-m)

HARMONIC ANALYSIS
HITACHI B AND W 984-VT2BF180

13			14			15			16			17			18		
ORDER	RPM	PE	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	AMP	ARCTAN	
	53.44	1.946	191.6	-9.66°	223.7	-78.6°	229.9	-78.5°	182.6	-140.3°	198.5	-143.2°	187.9	-109.4°			
	9.186	1.923	227.9	-13.13°	311.4	-155.4°	202.3	-155.3°	90.9	-17.18°	221.4	-174.6°	222.6	-176.5°			
	53.43	3.621	436.7	-11.85°	426.1	-139.2°	279.1	-119.3°	242.3	-126.9°	437.3	-173.9°	332.0	-179.8°			
	9.183	3.513	370.9	17.75°	206.0	-111.61°	145.3	-102.4°	295.8	-179.6°	254.4	179.9°	208.0	15.41°			
	11.464	3.645	282.4	11.81°	197.0	159.2°	317.5	14.14°	163.6	177.5°	137.8	148.7°	303.2	16.50°			
	7.257	5.767	393.1	-15.42°	717.5	-168.7°	400.6	-16.21°	157.8	-137.5°	297.3	159.1°	203.2	139.2°			
	9.194	5.725	406.0	16.61°	641.8	16.17°	412.6	15.93°	246.8	159.4°	324.4	16.24°	120.2	130.4°			
	11.477	5.755	679.9	13.30°	373.5	97.2°	284.1	10.47°	376.4	137.6°	41.6	152.6°	174.1	19.1°			
	7.299	7.600	616.6	-14.68°	521.8	141.9°	392.3	140.4°	177.4	172.1°	226.5	11.44°	94.0	17.12°			
	9.172	7.560	633.4	17.92°	262.0	148.5°	275.4	11.15°	329.4	16.13°	113.9	11.44°	182.3	4.3°			
	10.466	7.430	321.3	15.55°	210.2	17.10°	376.4	8.27°	334.3	9.69°	57.8	1.6°	114.2	10.5°			
	11.494	7.460	603.9	11.21°	600.7	105.1°	308.9	14.10°	179.1	136.4°	109.0	1.23°	424.7	13.7°			
	9.174	8.565	636.3	16.33°	243.2	128.6°	236.1	9.53°	267.7	14.18°	50.3	12.50°	116.6	4.33°			
	11.013	8.513	479.6	13.14°	422.9	87.9°	52.6	6.9°	251.5	13.42°	337.2	6.43°	164.9	3.7°			
	11.867	8.475	393.9	14.79°	255.8	127.7°	498.7	11.71°	342.8	11.71°	135.8	3.17°	212.4	11.3°			
	9.158	9.152	649.9	-15.79°	345.7	126.3°	217.2	7.95°	304.4	11.40°	244.6	6.67°	195.5	2.68°			
	10.468	9.052	324.1	13.37°	97.1	-23.2°	135.5	15.18°	317.6	15.59°	9.66	19.8°	342.6	25.7°			
	11.457	9.087	249.8	9.44°	256.5	60.5°	296.6	-8.42°	297.3	-14.59°	419.0	120.9°	187.5	109.4°			
	11.944	9.115	257.8	38.3°	99.3	80.0°	151.9	16.10°	120.2	122.7°	1.44	-5.35°	143.5	50.6°			

HARMONIC ANALYSIS
HITACHI B AND W 984-VT2BF180

ORDER	RPM	PE	AMP
	53.44	1.946	3496.48
	9.186	1.923	4280.88
	53.43	3.621	6618.21
	9.183	3.513	6253.53
	11.464	3.645	6476.26
	7.257	5.767	10271.92
	9.194	5.725	9849.42
	11.477	5.755	10184.29
	7.299	7.600	12170.72
	9.172	7.560	12624.62
	10.466	7.430	12524.17
	11.494	7.460	12485.96
	9.174	8.565	14065.02
	11.013	8.513	13962.83
	11.867	8.475	14632.70
	9.158	9.152	15186.11
	10.468	9.052	14747.54
	11.457	9.087	15567.86
	11.944	9.115	14908.91

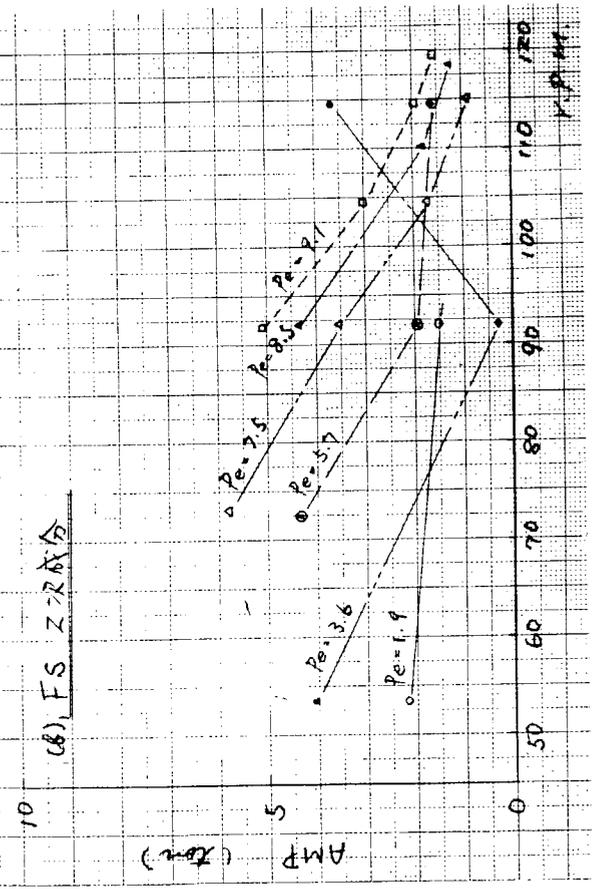
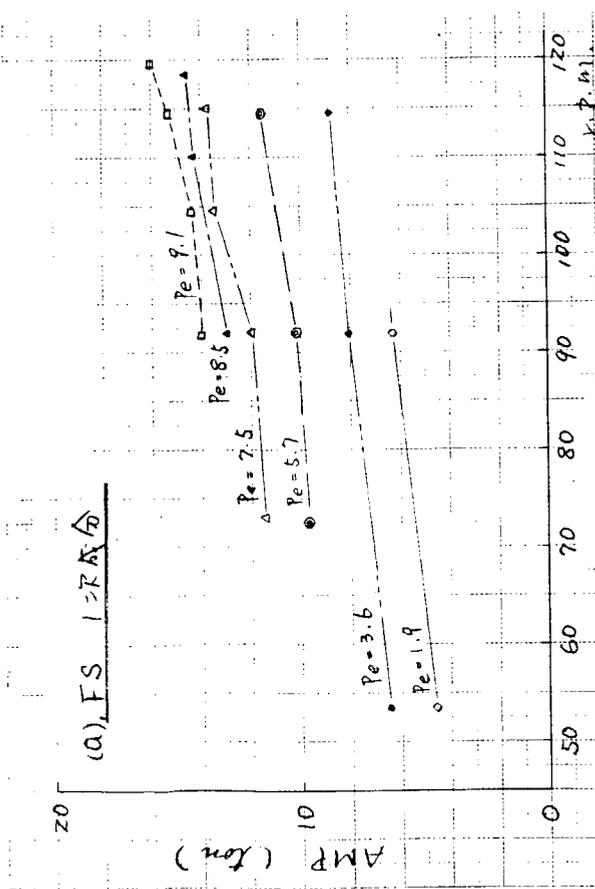


図 1. 1. 4 (1)

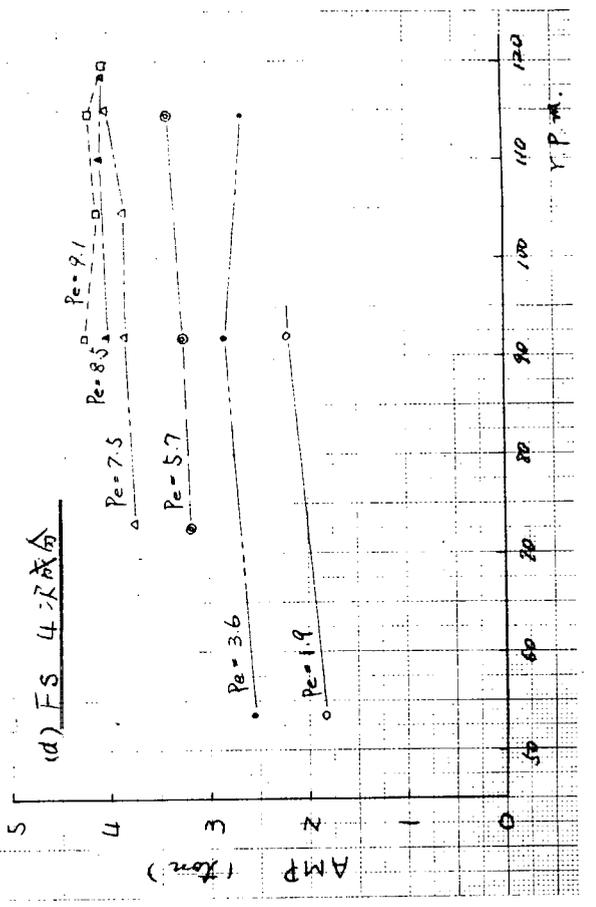
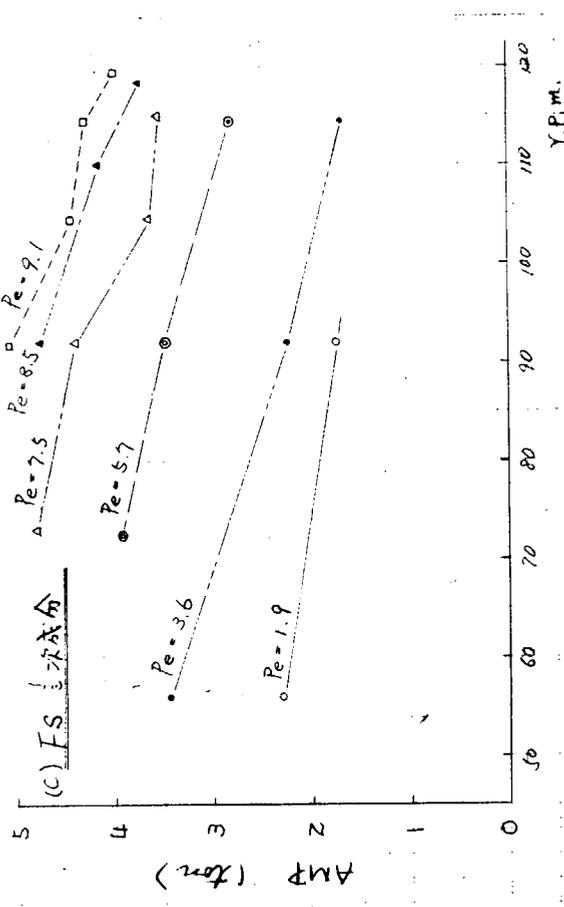


図 1. 1. 4 (2)

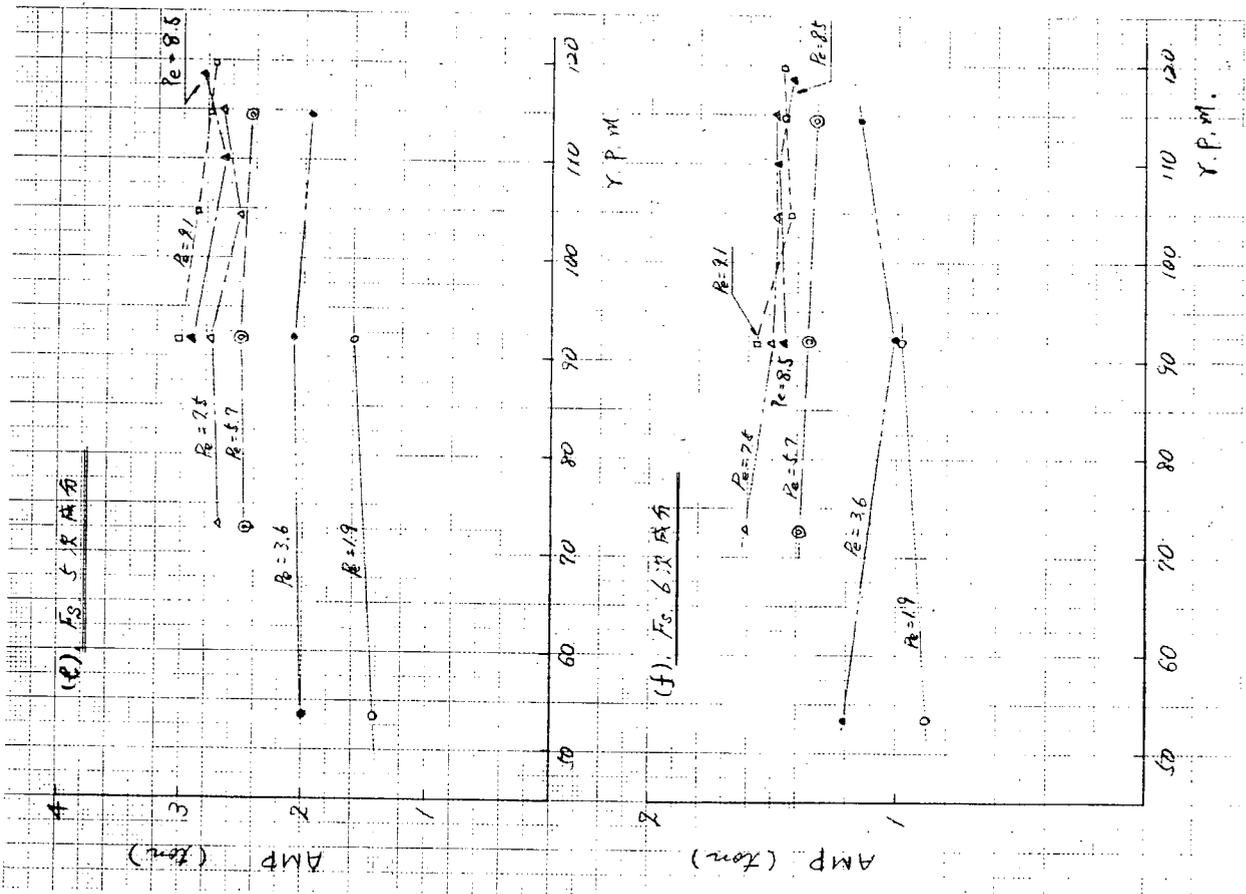


図 1. 1. 4 (3)

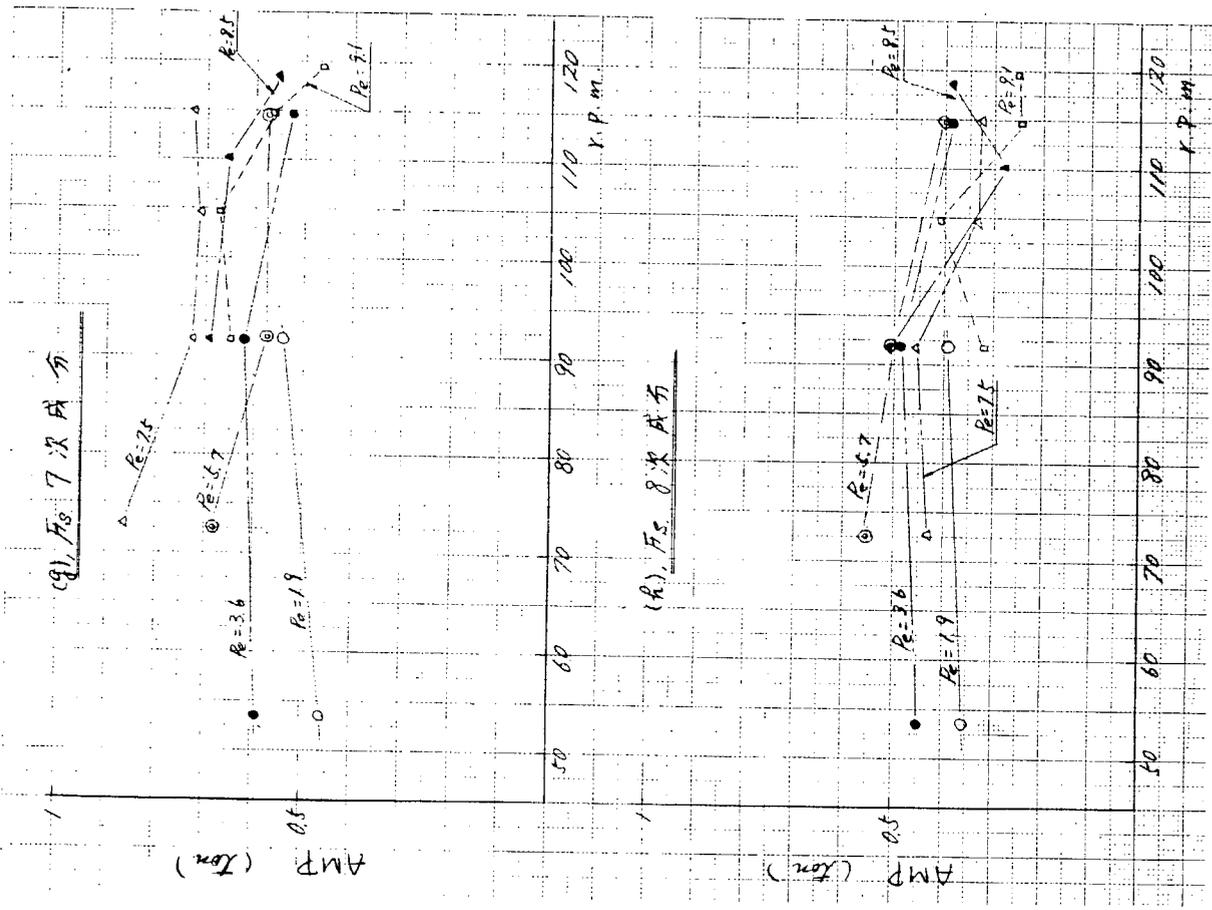


図 1. 1. 4 (4)

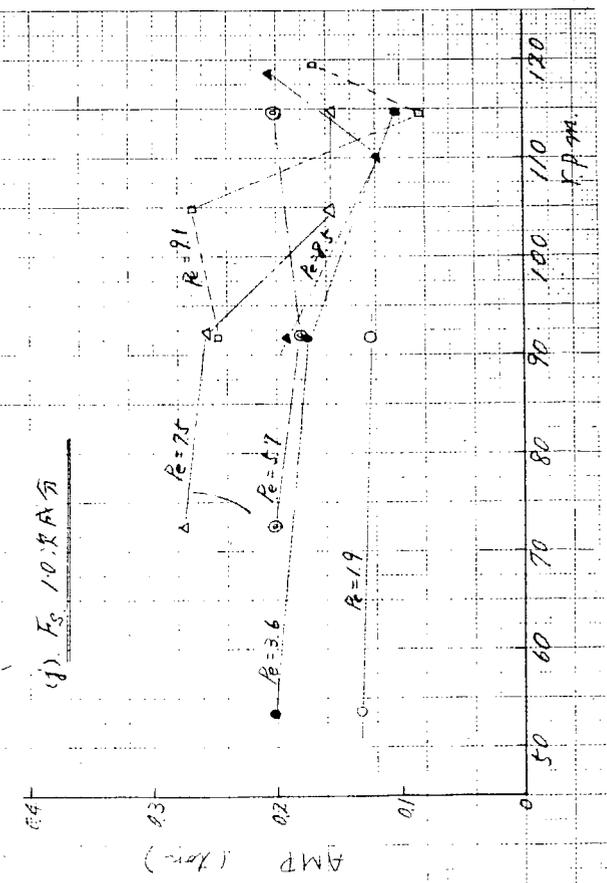
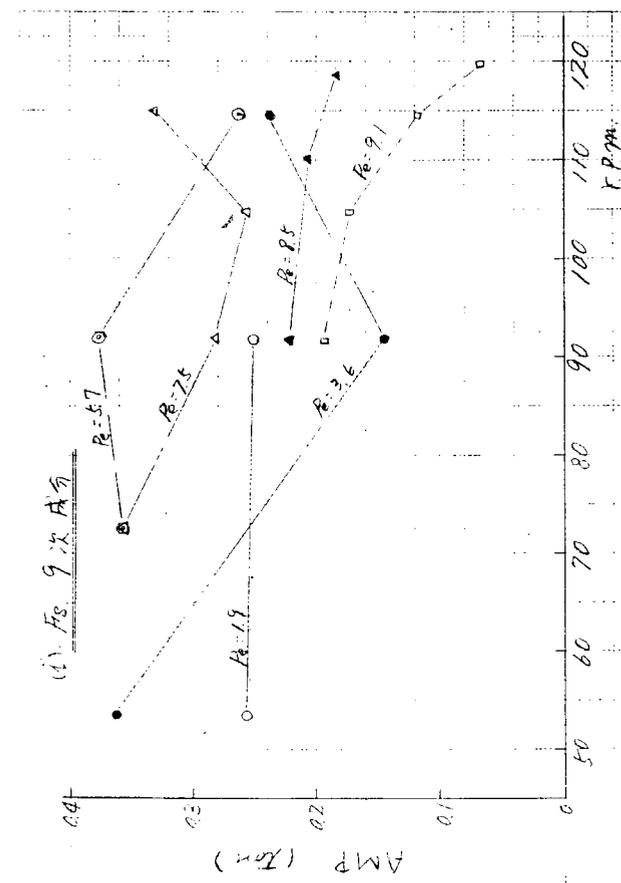
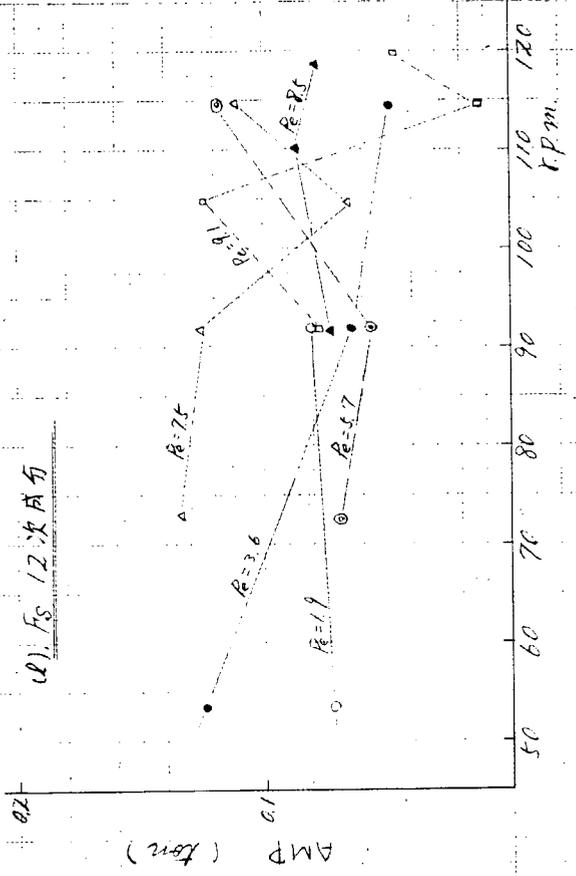
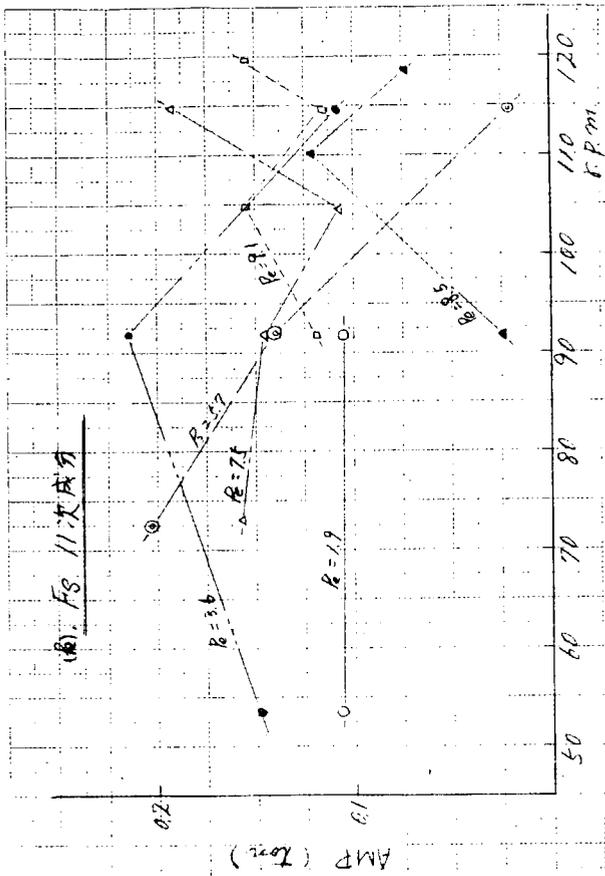
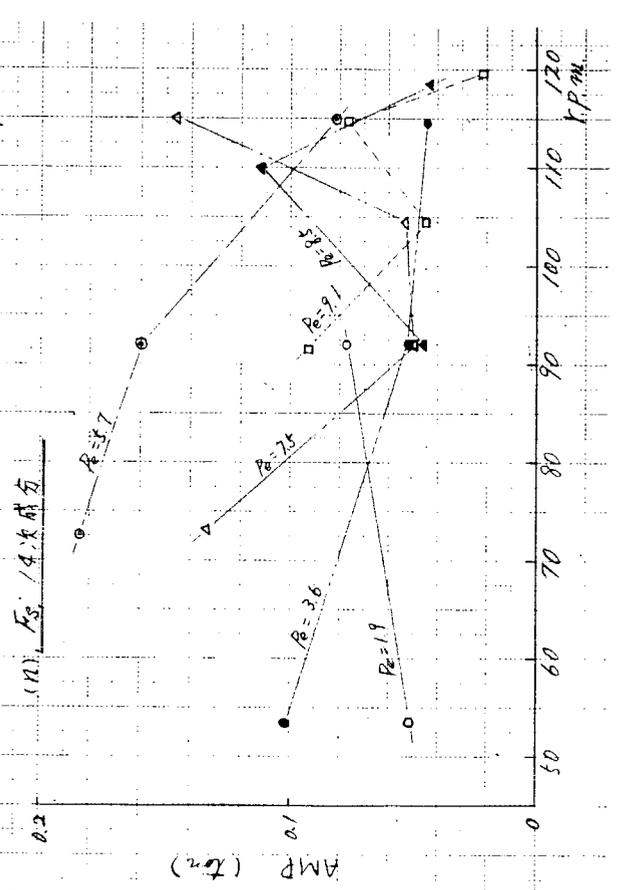
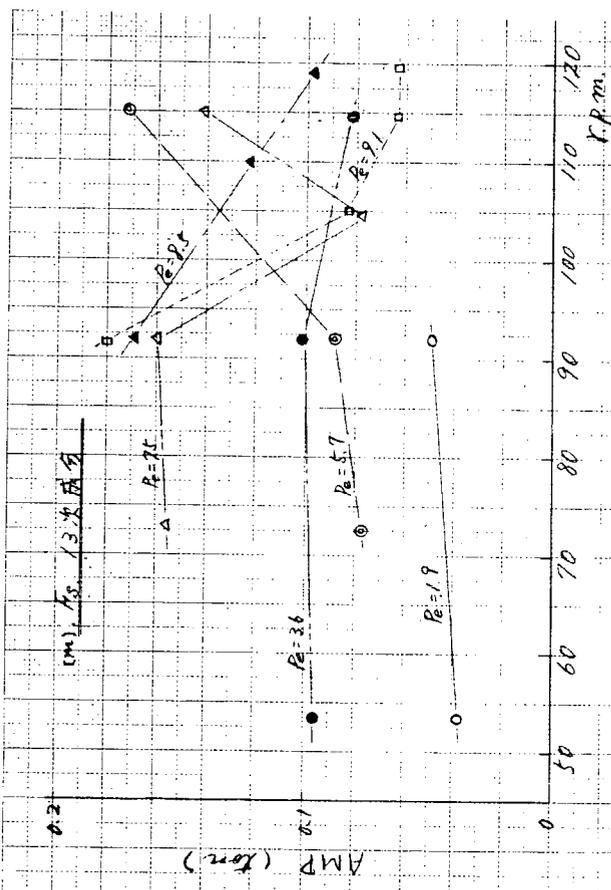
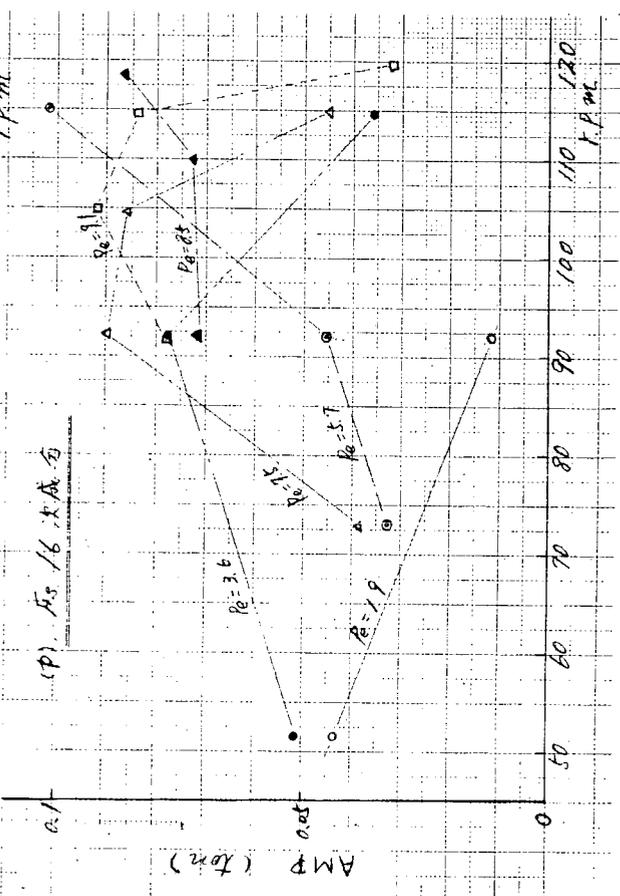
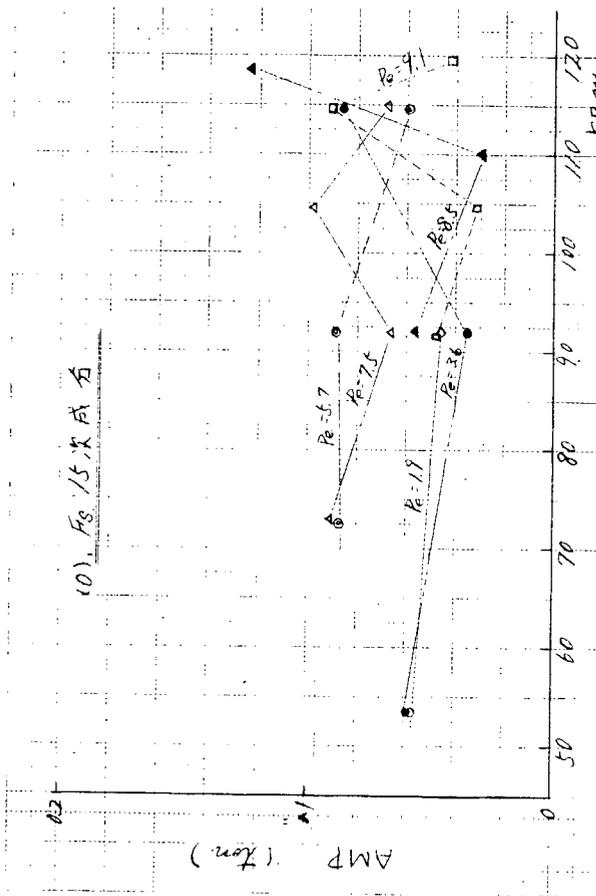


図 1. 1. 4 (6)

図 1. 1. 4 (5)



☒ 1. 1. 4. (7)



☒ 1. 1. 4. (8)

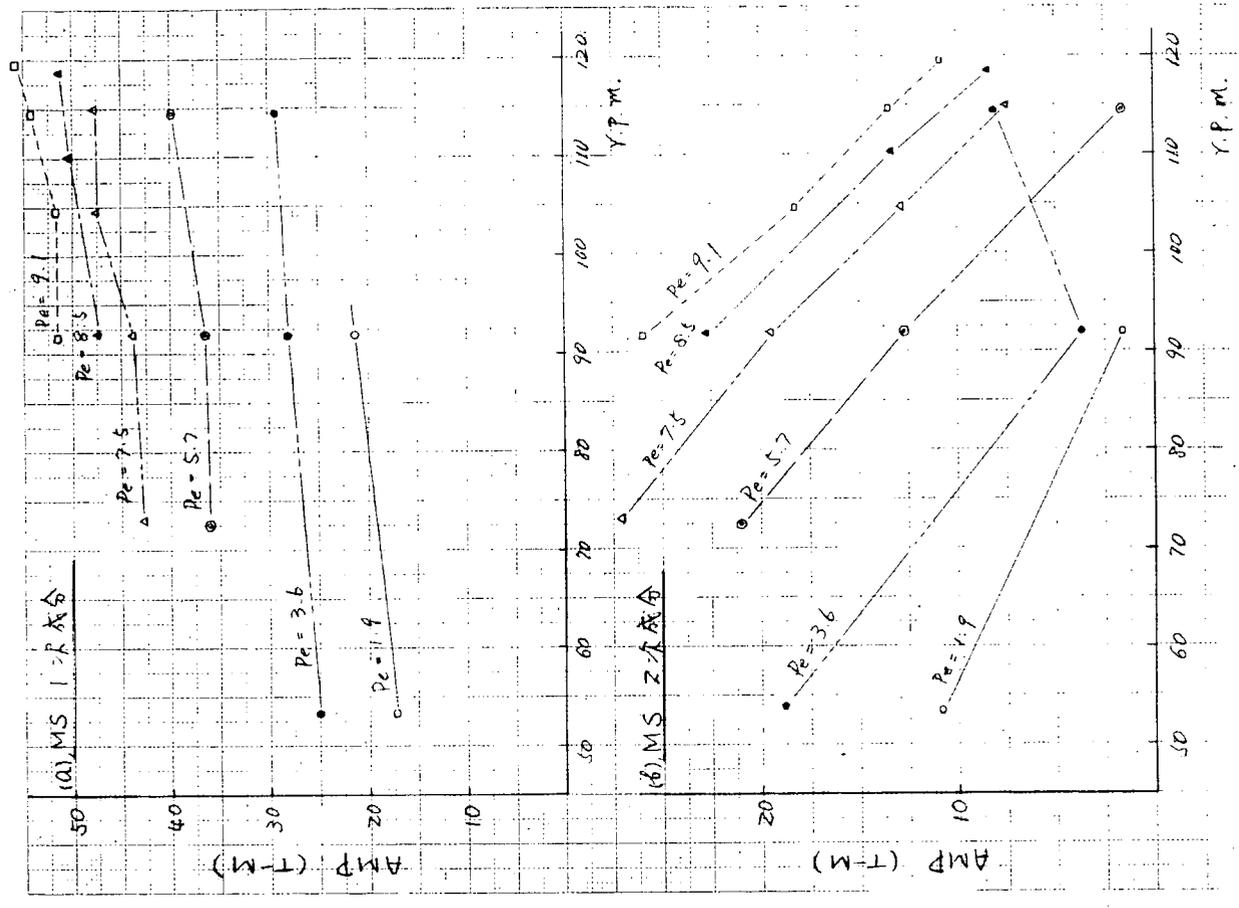


図 1. 1. 5 (1)

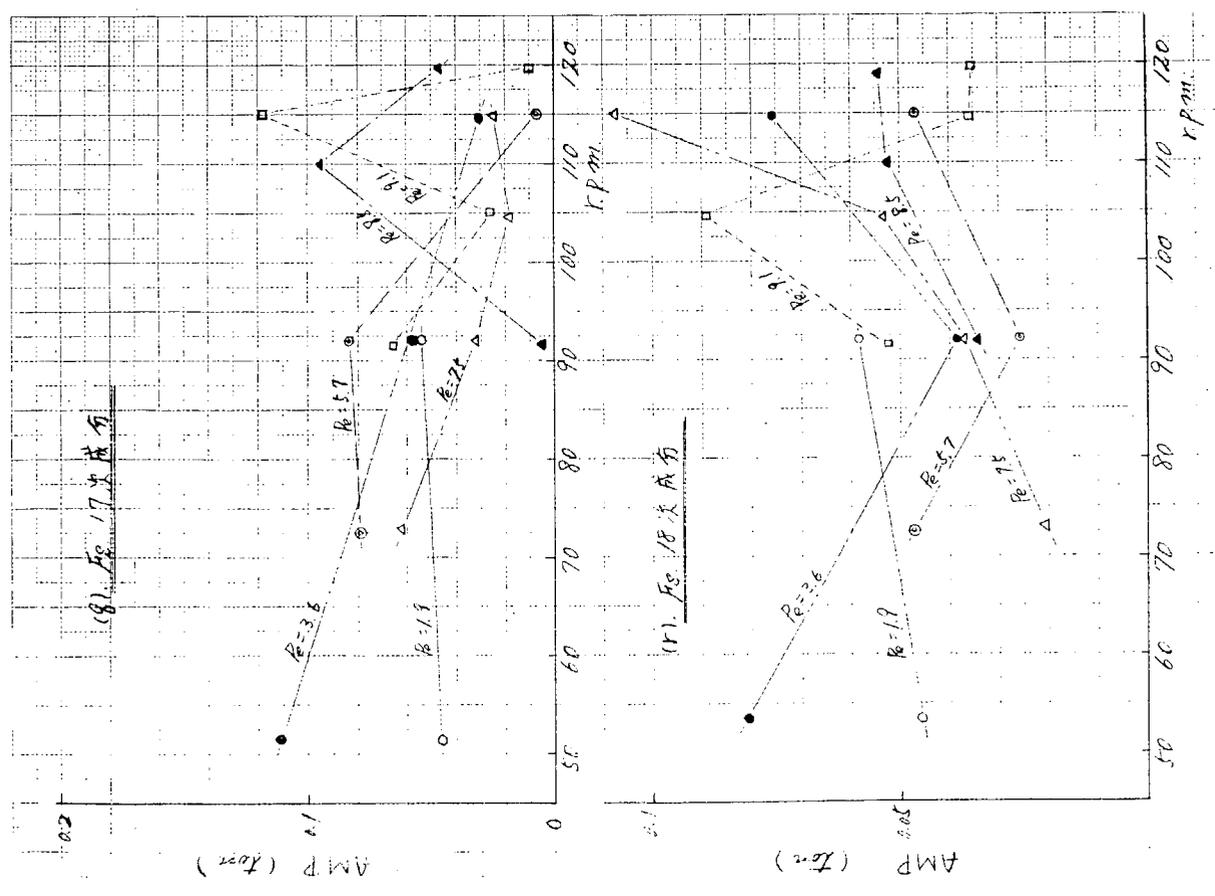


図 1. 1. 4 (9)

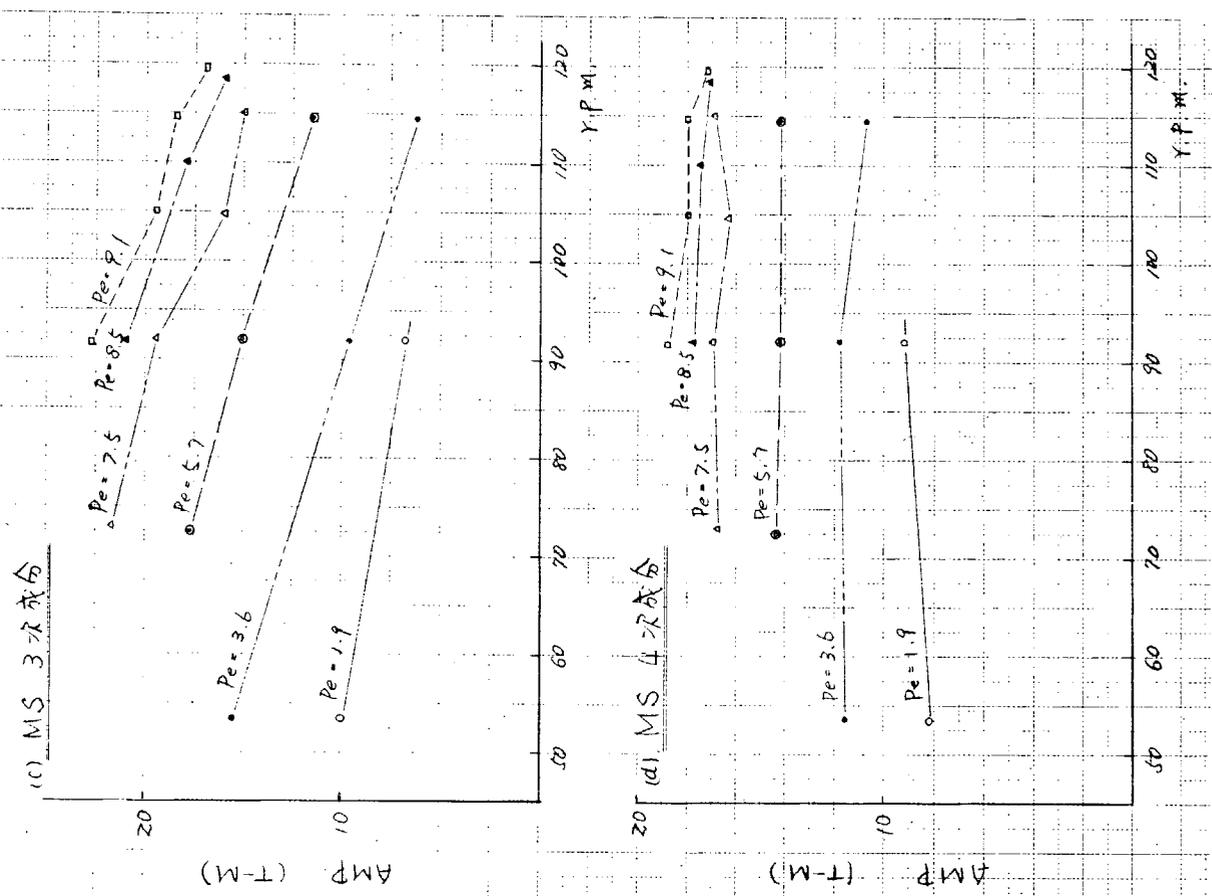


図 1. 1. 5 (2)

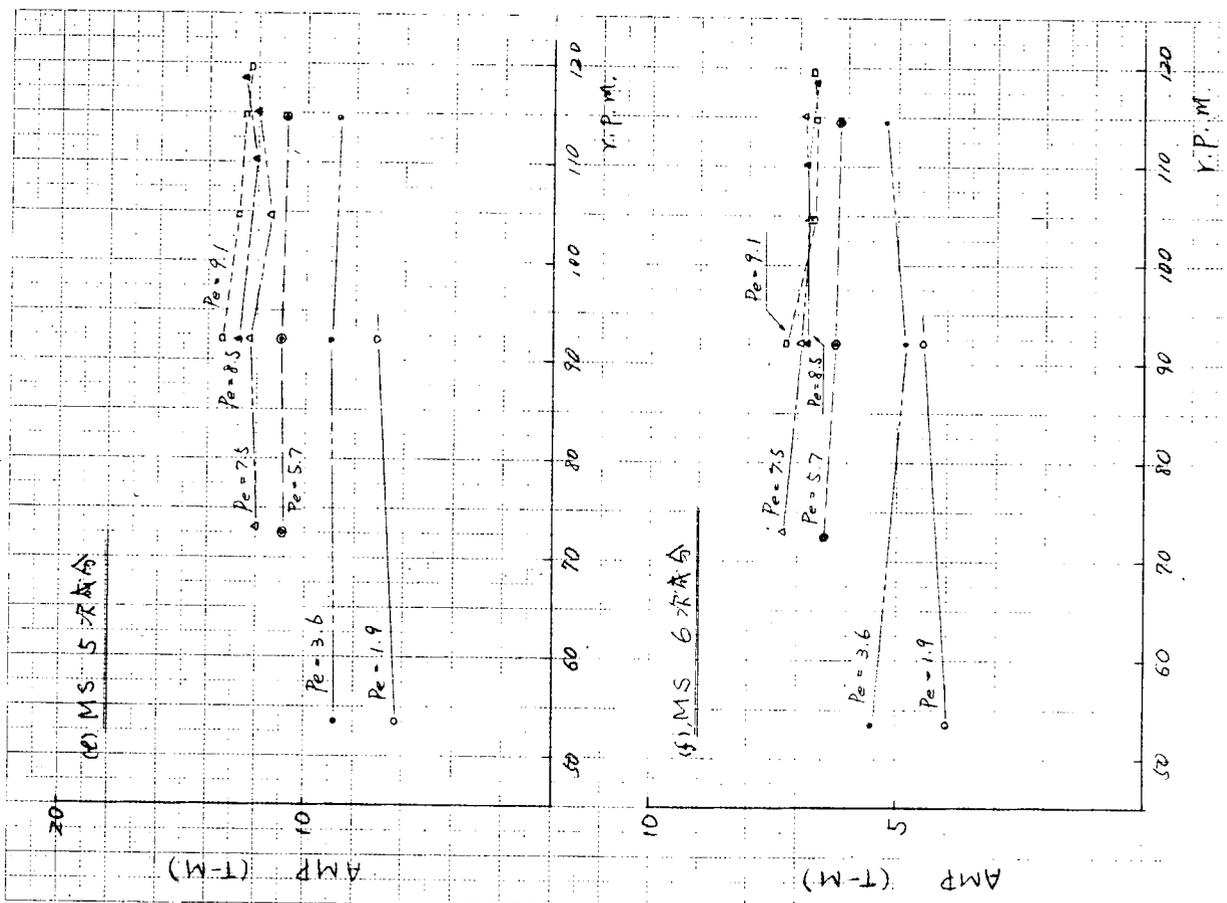


図 1. 1. 5 (3)

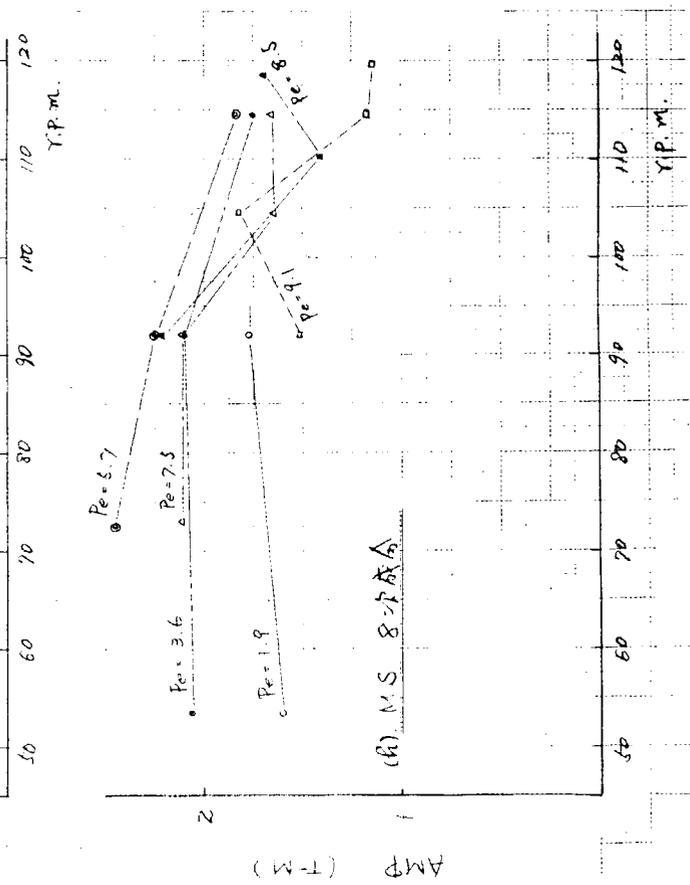
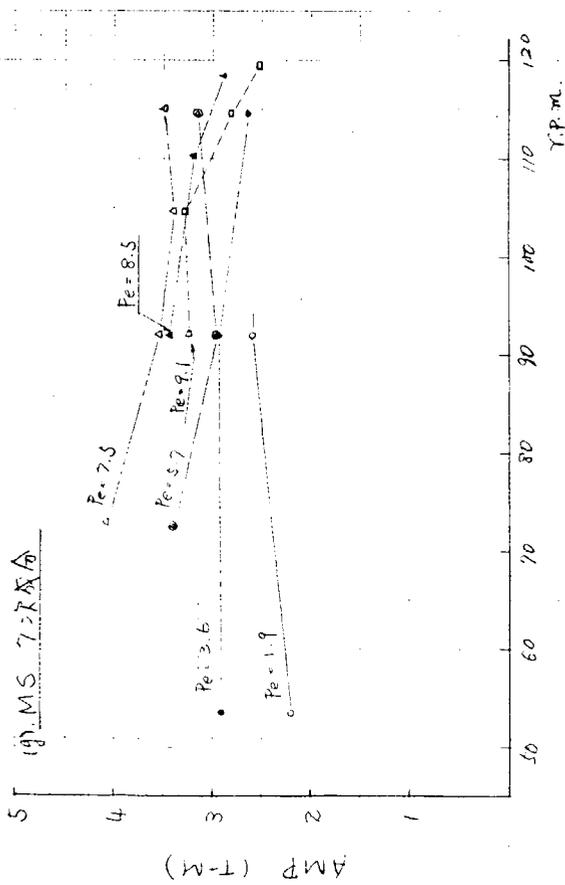


図 1. 1. 5 (4)

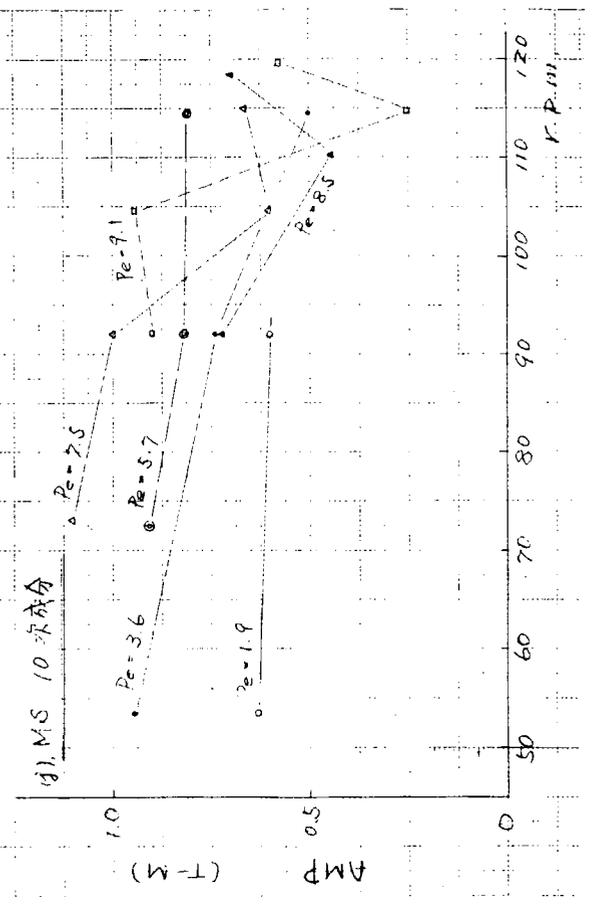
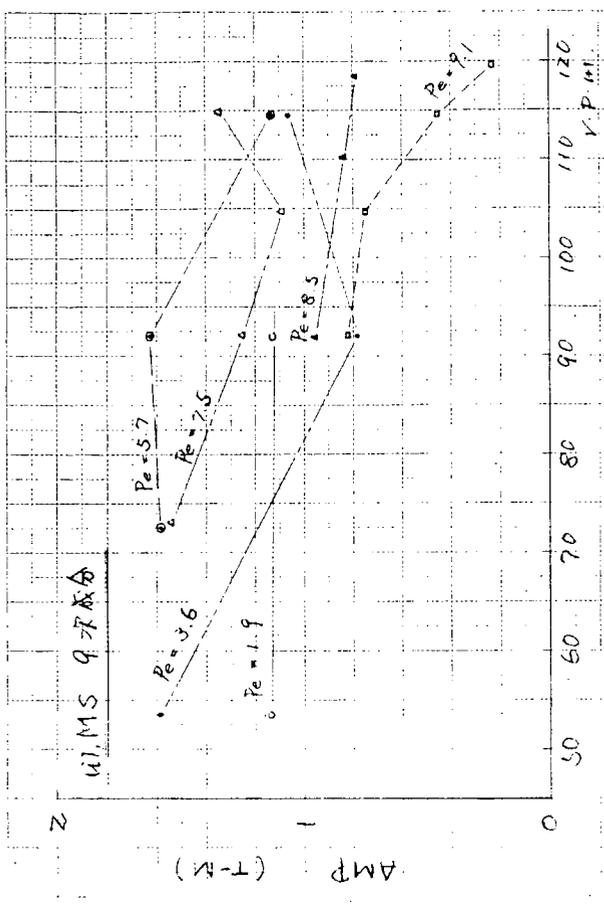


図 1. 1. 5 (5)

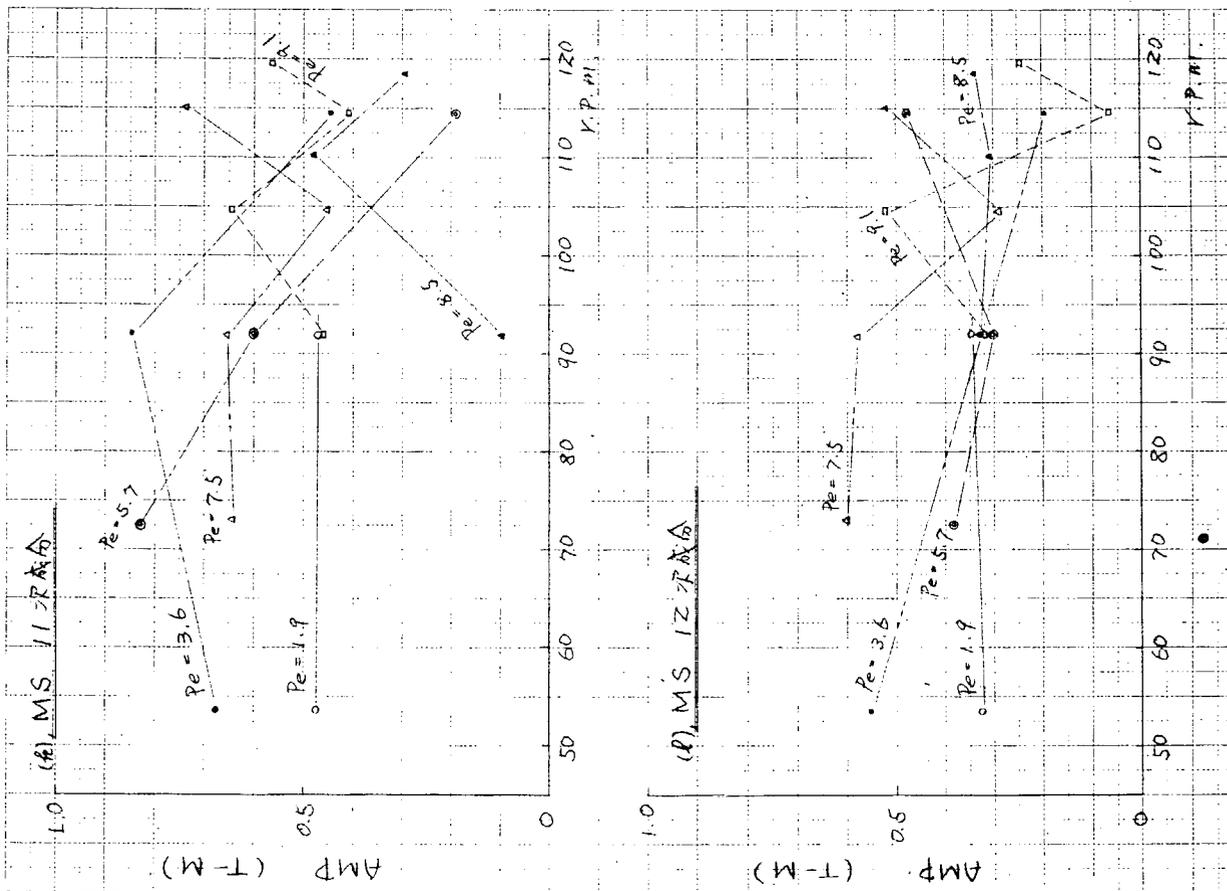


图 1. 1. 5 (6)

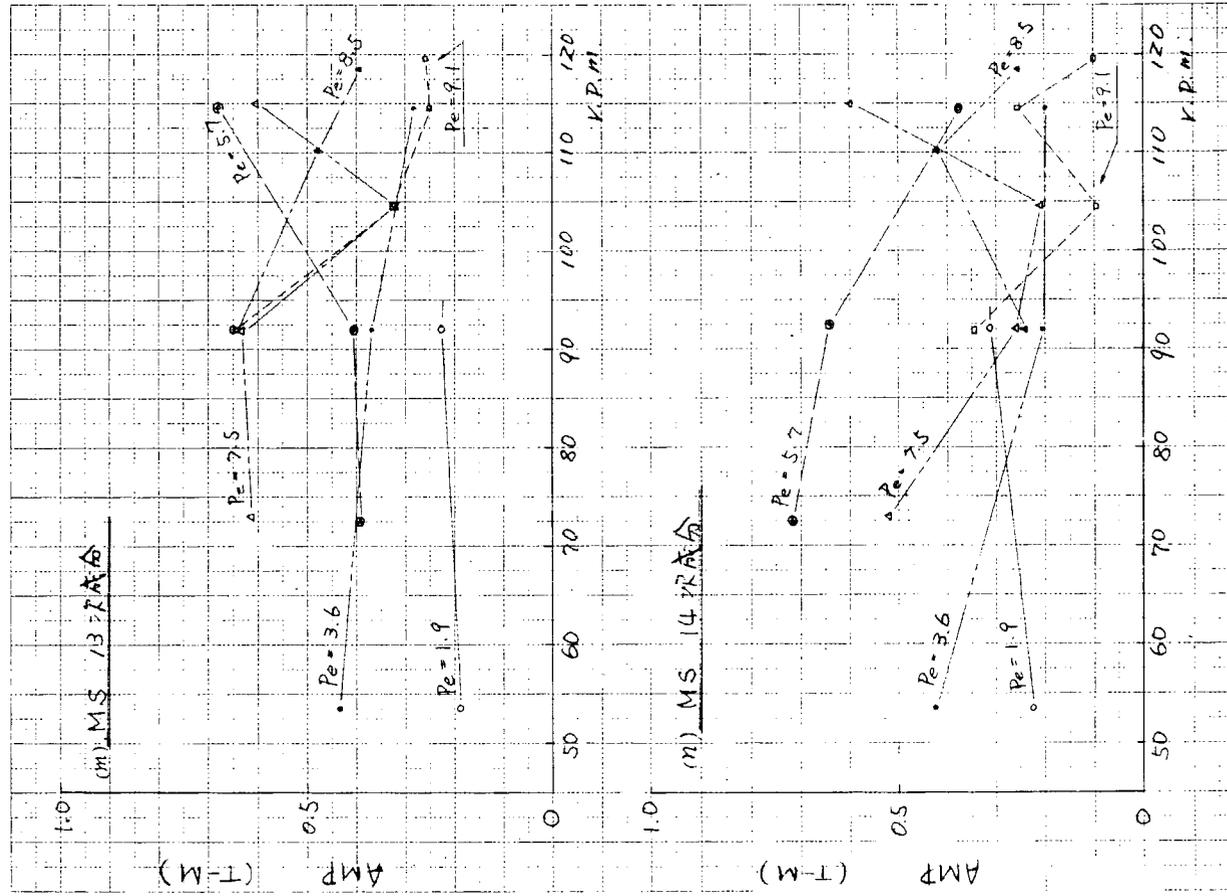


图 1. 1. 5 (7)

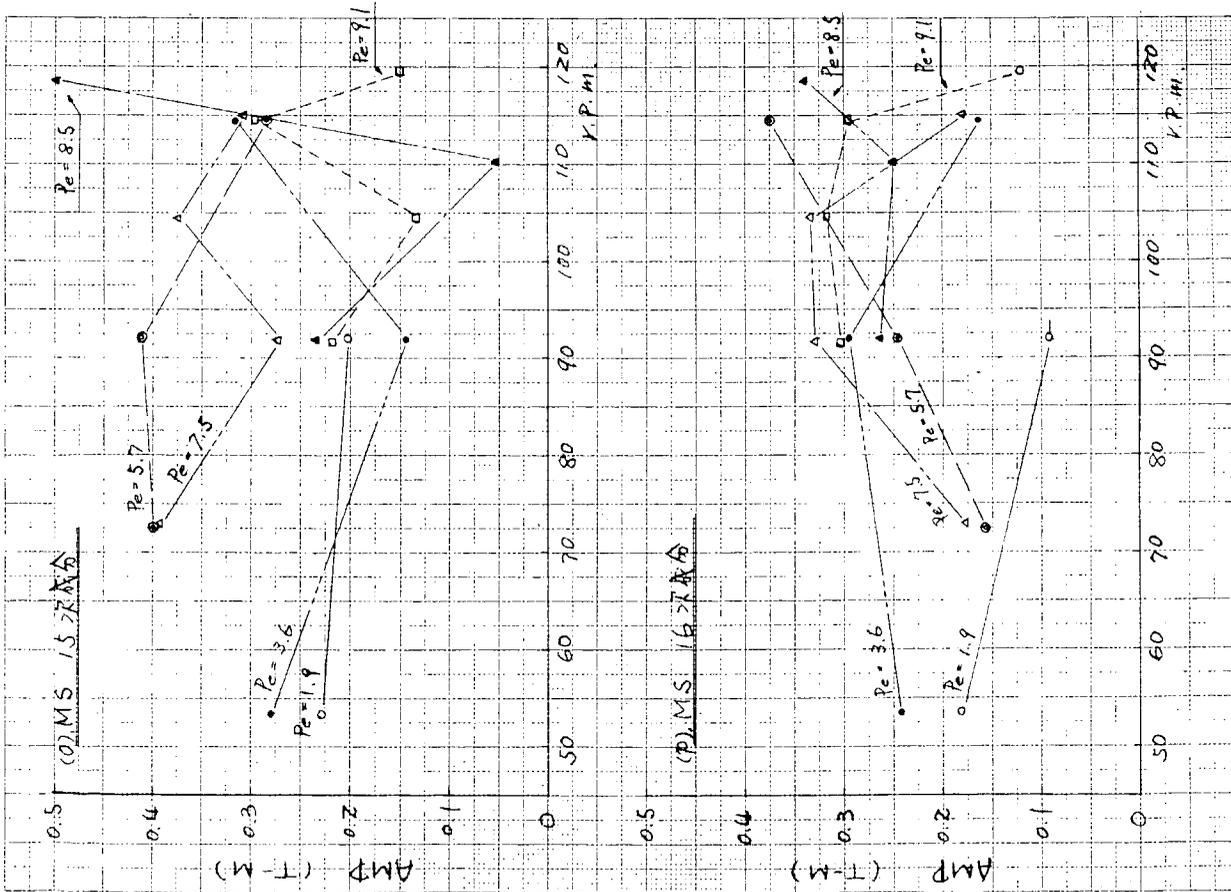


图 1.1.5 (8)

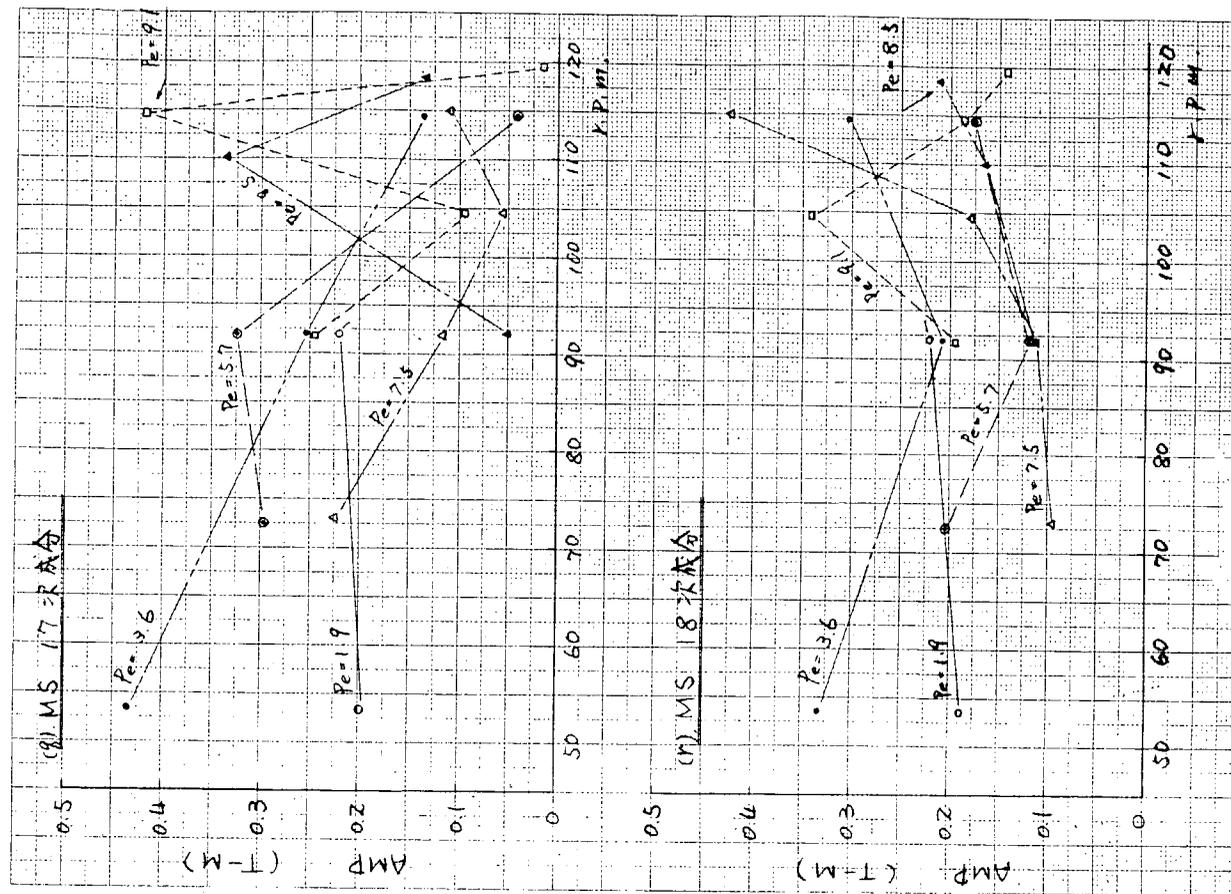


图 1.1.5 (9)

$$F_{si} = -\tan \phi_i \left\{ \frac{\pi D^2}{4} P(\theta + r_i) - \frac{M_{ri} R \omega^2}{g} \left\{ \cos(\theta + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\theta + r_i) \right\} \right\} \dots\dots\dots (1.1.2 a)$$

$$M_{si} = F_{si} \cdot S_i = F_{si} \cdot \{ R \cos(\theta + r_i) + L \cos \phi_i \}$$

$$= \tan \phi_i \{ R \cos(\theta + r_i) + L \cos \phi_i \} \left\{ \frac{\pi D^2}{4} P(\theta + r_i) - \frac{M_{ri} R \omega^2}{g} \left\{ \cos(\theta + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\theta + r_i) \right\} \right\} \dots\dots\dots (1.1.2 b)$$

ここに、サフィクス i は N_i シリンダの量を表わす。

r_i : N_1 スローと N_i スローのクランクの位相角

表 1.1.1 は B & W 984VT2BF80 型機関の起振力 F_s の調和成分を示し、図 1.1.4 は平均図示圧力 P_m と各調和成分の振幅との関係を示す。

表 1.1.2 は同じ機関の起振モーメント M_s の調和成分を、図 1.1.5 は P_m と各調和成分の関係をそれぞれ示す。

(2) 首振り振動のアナログ計算機による演算例

(a) 計算の対象とした架構振動等価系

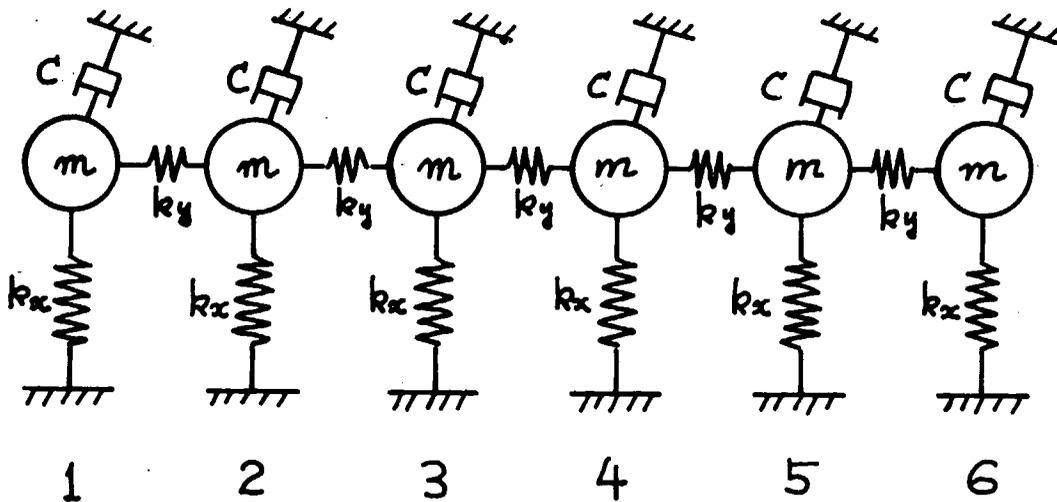


図 1.1.6 等価系

- $m = 0.104 \quad \text{Kg} \cdot \text{s}^2 / \text{cm}$
- $k_x = 4.8 \times 10^4 \quad \text{Kg} / \text{cm}$
- $k_y = 2.2 \times 10^6 \quad \text{Kg} / \text{cm}$
- $F_{ex.} = 5 \times 10^3 \quad \text{Kg}$
- $C =$ 適当な値を用いる。

(b) 振動方程式

第94研究部会報告書(研究資料No.60-2、昭42.3) P.117 (4.1.5)式を用いる。

(c) 計算条件

- i) N_1 のみを加振した時。
- ii) 1-6-2-4-3-5の順に、 60° の位相ずれを持たせて加振した場合。
- iii) 1-2-3-4-5-6の順に、"
- iv) 1-3-5-2-4-6の順に、"

(d) 計算結果

上記の条件によつて計算された結果をあとに示す。

条件 i) の場合 図 1.1.9~図 1.1.11

条件 ii) の場合 図 1.1.12~図 1.1.14

条件 iii) の場合 図 1.1.15~図 1.1.17

条件 iv) の場合 図 1.1.18~図 1.1.20

計算結果の読み方

- 1) 振幅は円グラフの半径方向にとり、値は r.m.s. 値である。単位は $100 = 1\text{cm}$ の割合になっている。
- 2) 位相は、すべて No. 1 の質点に加えられる力から何度おくられているかを、円グラフの円周方向に示した。
- 3) 図中の小さな数字はその点の周波数で単位は、c.p.s. である。また、数字のあとカッコがついているものは、共振点で、各振動モードをカッコ内に示す。

表 1.1.3 Holzer Table

(MHI Column Vibration)

No.	MASS (Kg·s ² /cm)	K (INT.) (Kg/cm)	K (FIX) (Kg/cm)	1st MODE cps 108.1	2nd MODE cps 394.1	3rd MODE cps 740.0
1	0.104	2.20×10^5	4.80×10^4	1.000	1.000	1.000
2	0.104	2.20×10^6	4.80×10^4	1.000	0.732	0.000
3	0.104	2.20×10^6	4.80×10^4	1.000	0.268	-1.000
4	0.104	2.20×10^6	4.80×10^4	1.000	-0.268	-1.000
5	0.104	2.20×10^6	4.80×10^4	1.000	-0.732	0.000
6	0.104	—	4.80×10^4	1.000	-1.000	1.000

図 1.1.7 測定方法

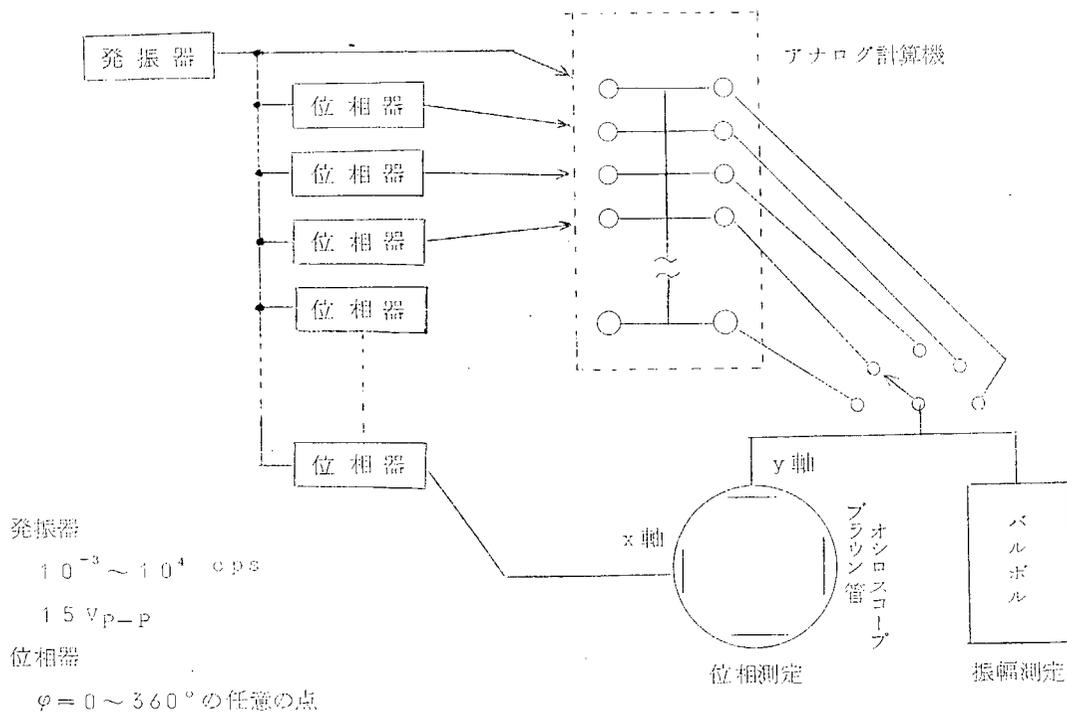


図 1.1.7 測定方法

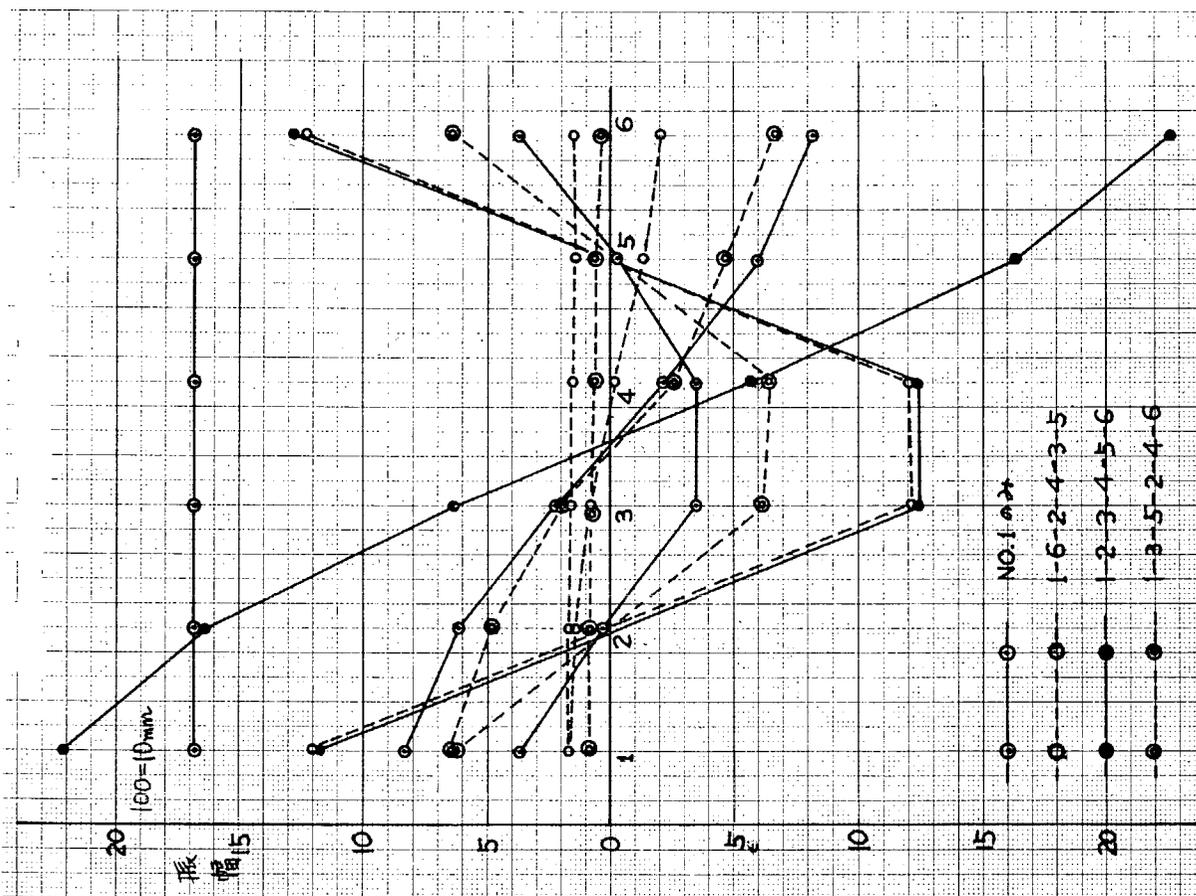


図 1.1.8 共振点における計算条件と弾性曲線の比較

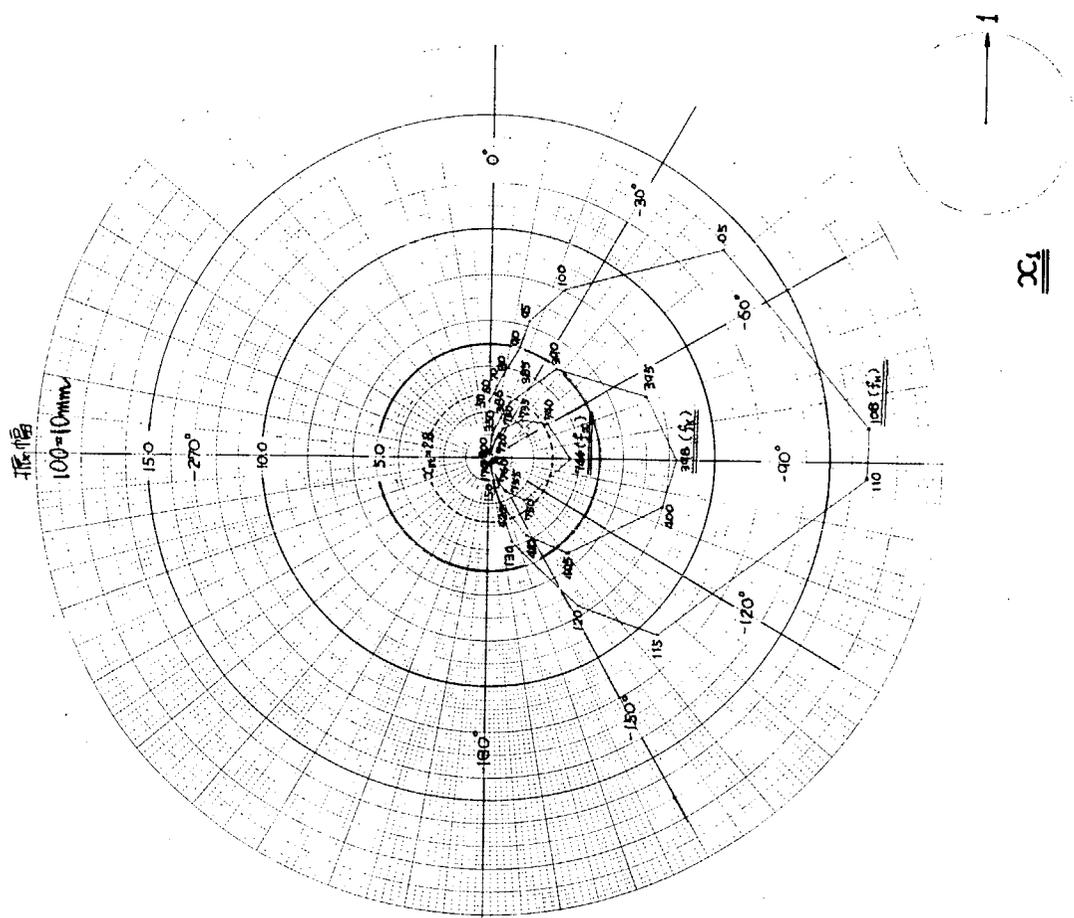
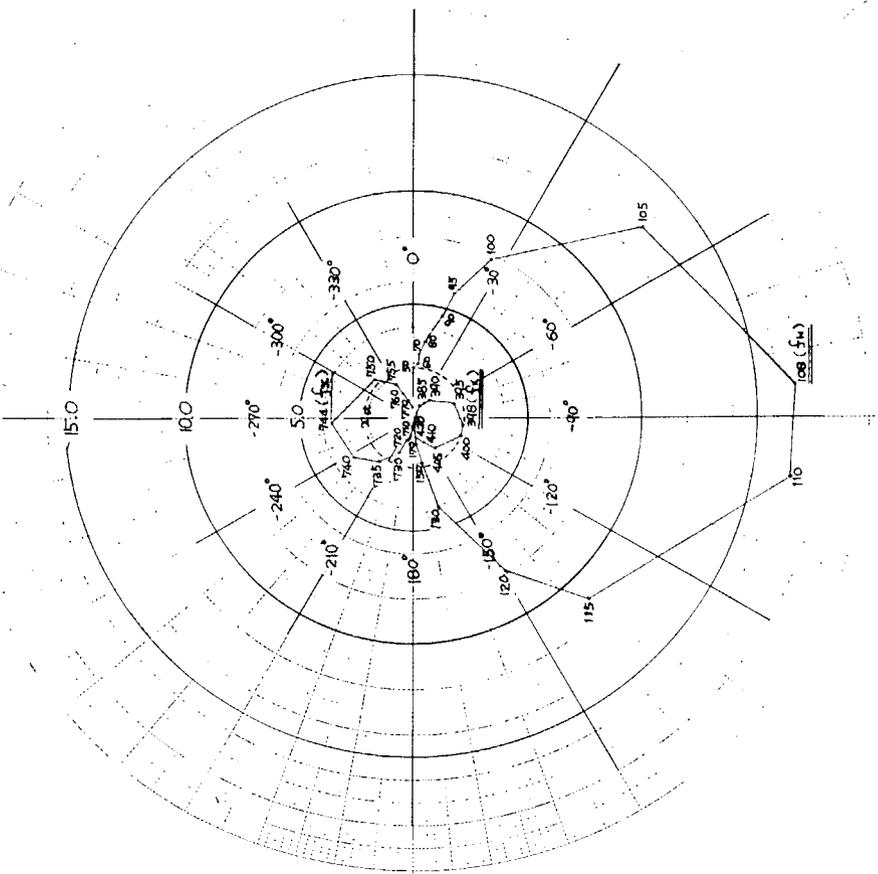


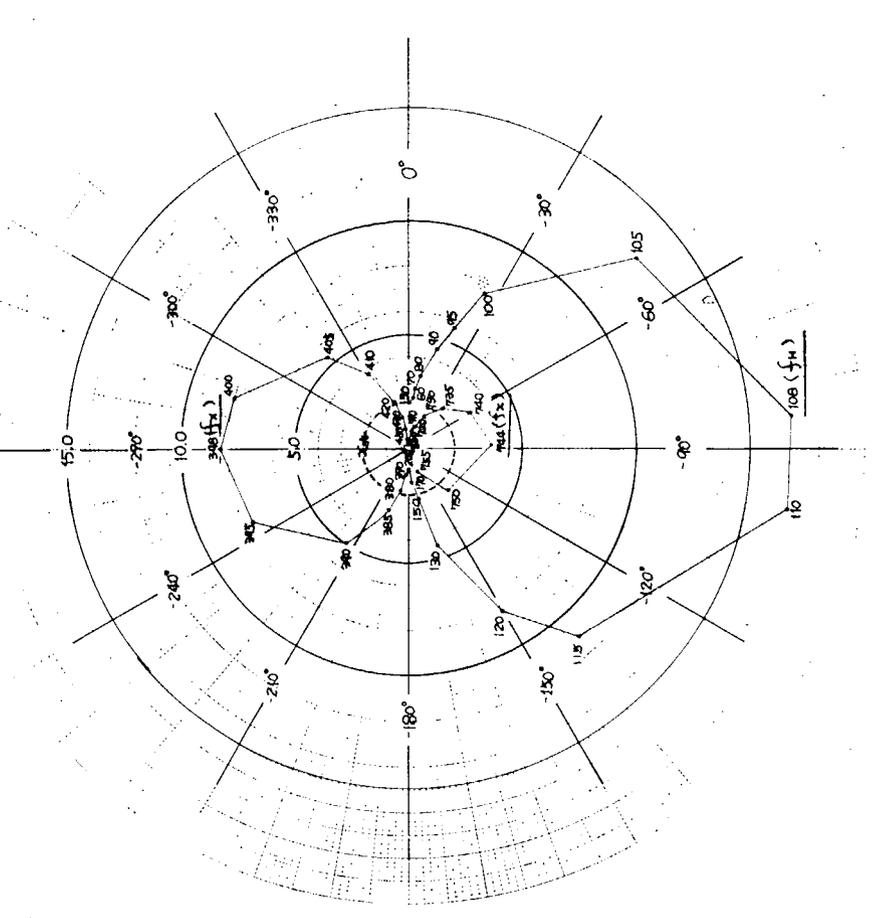
図 1.1.9

振幅
100=10mm



1.1.1.0

振幅
100=10mm



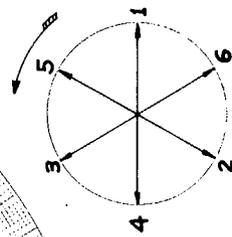
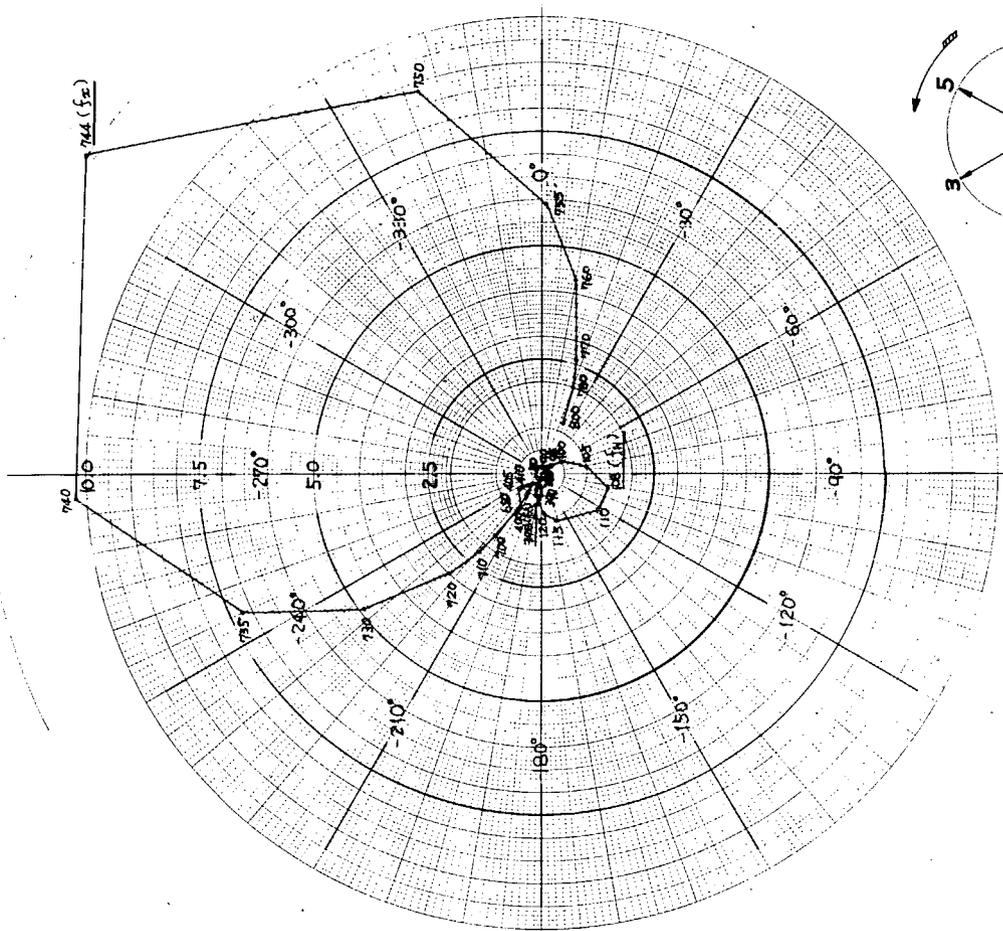
1.1.1.1

图 1.1.1.0

图 1.1.1.1

振幅
100±10mm

12.2

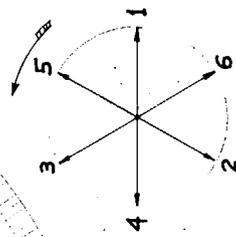
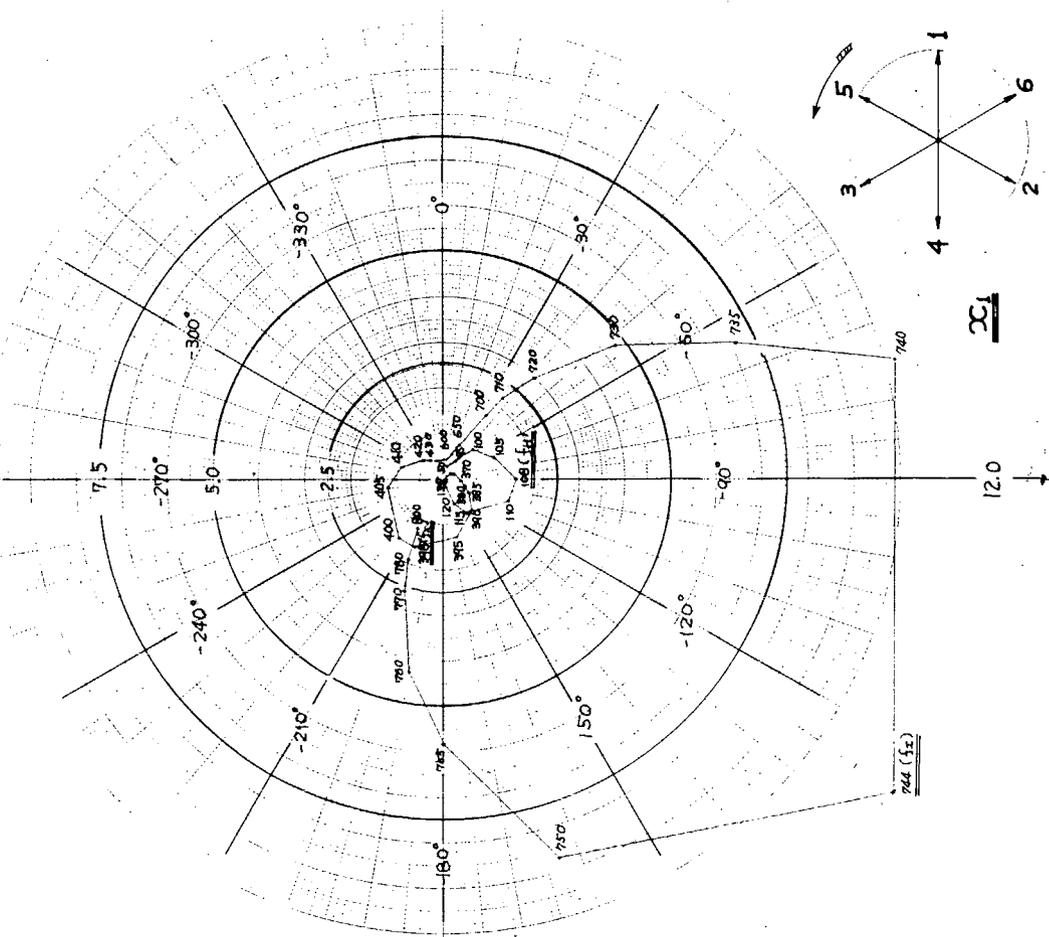


12.2

图 1.1.1.3

振幅 (100=10mm)

10.0



12.2

图 1.1.1.2

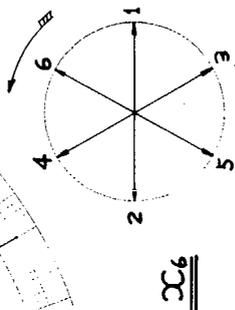
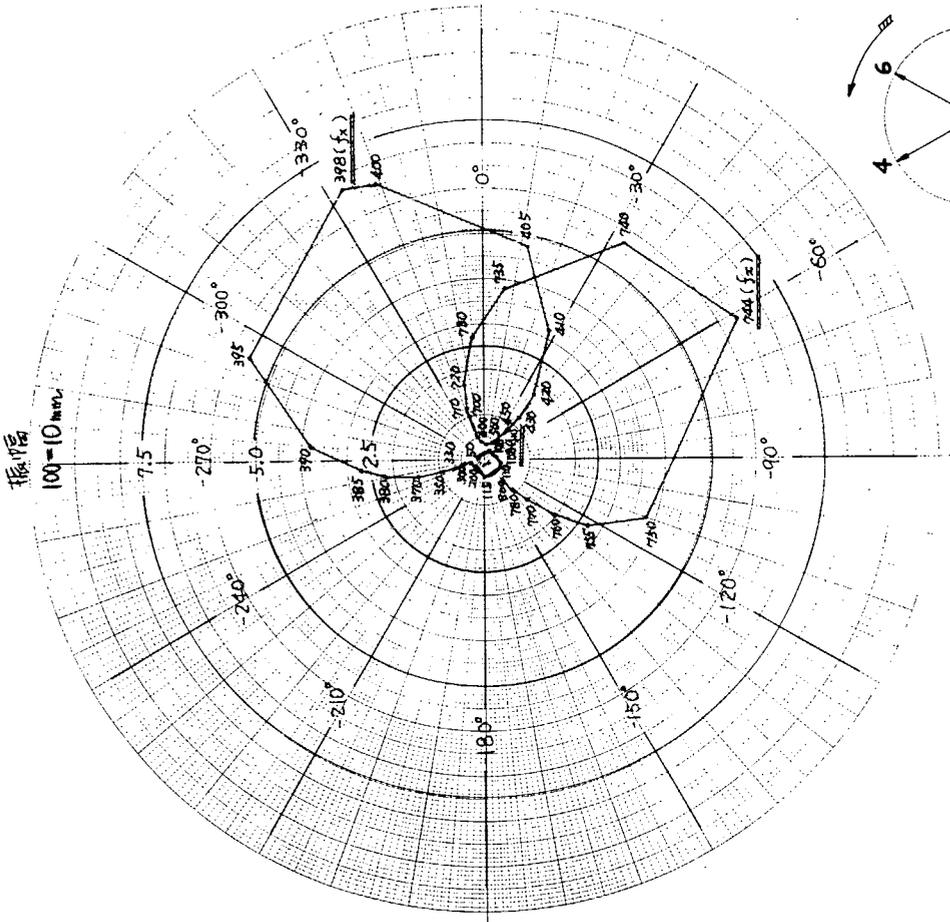


图 1.1.1.7

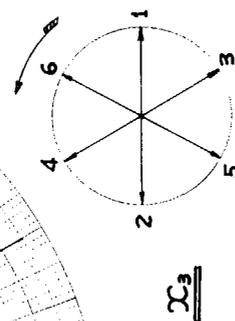
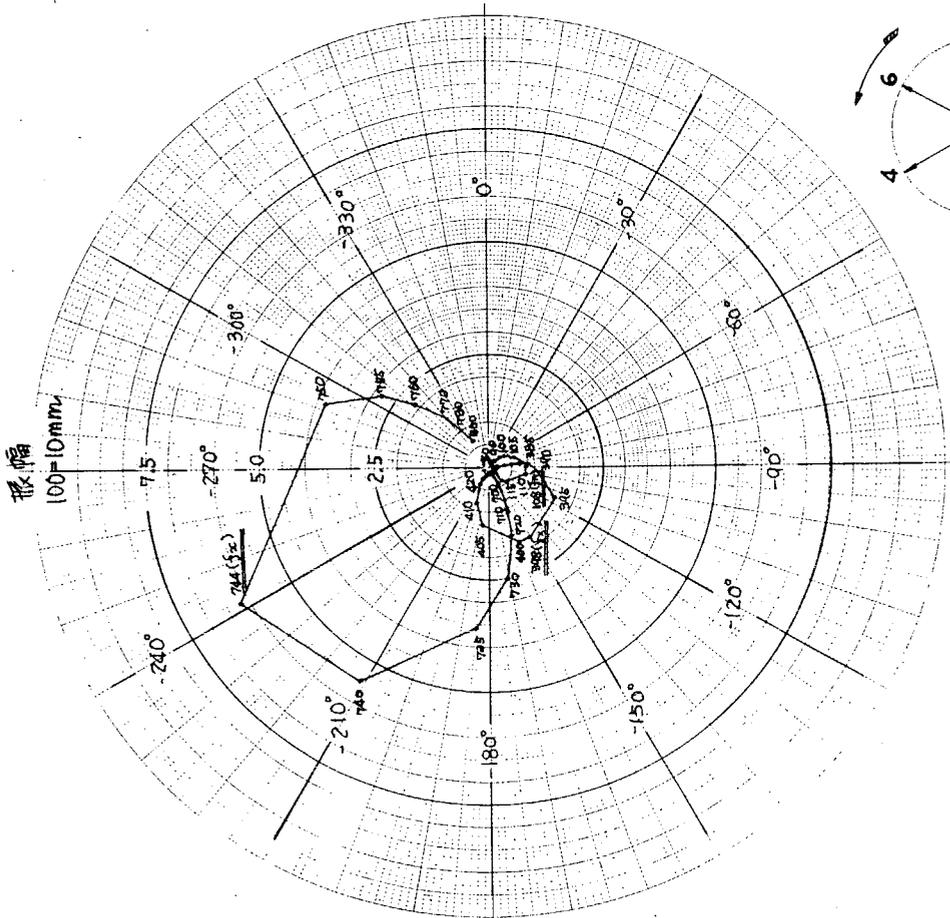
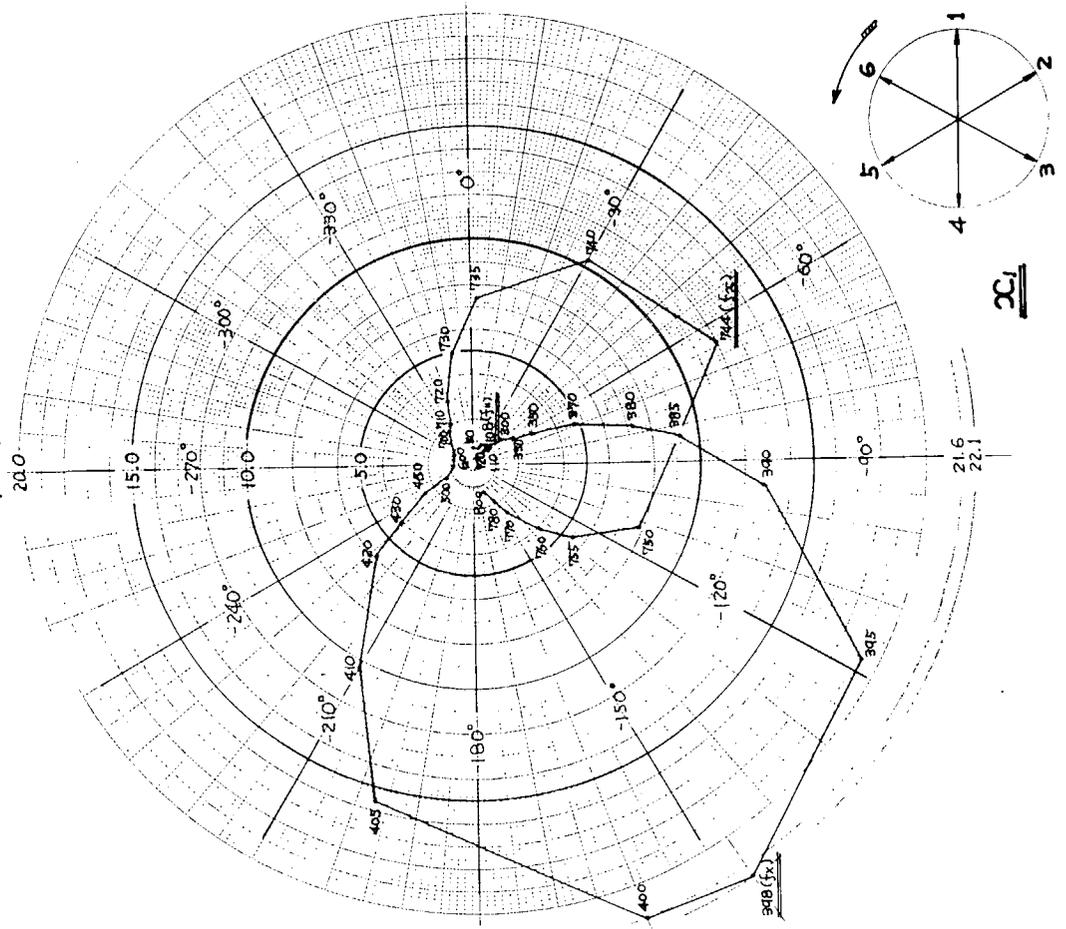


图 1.1.1.6

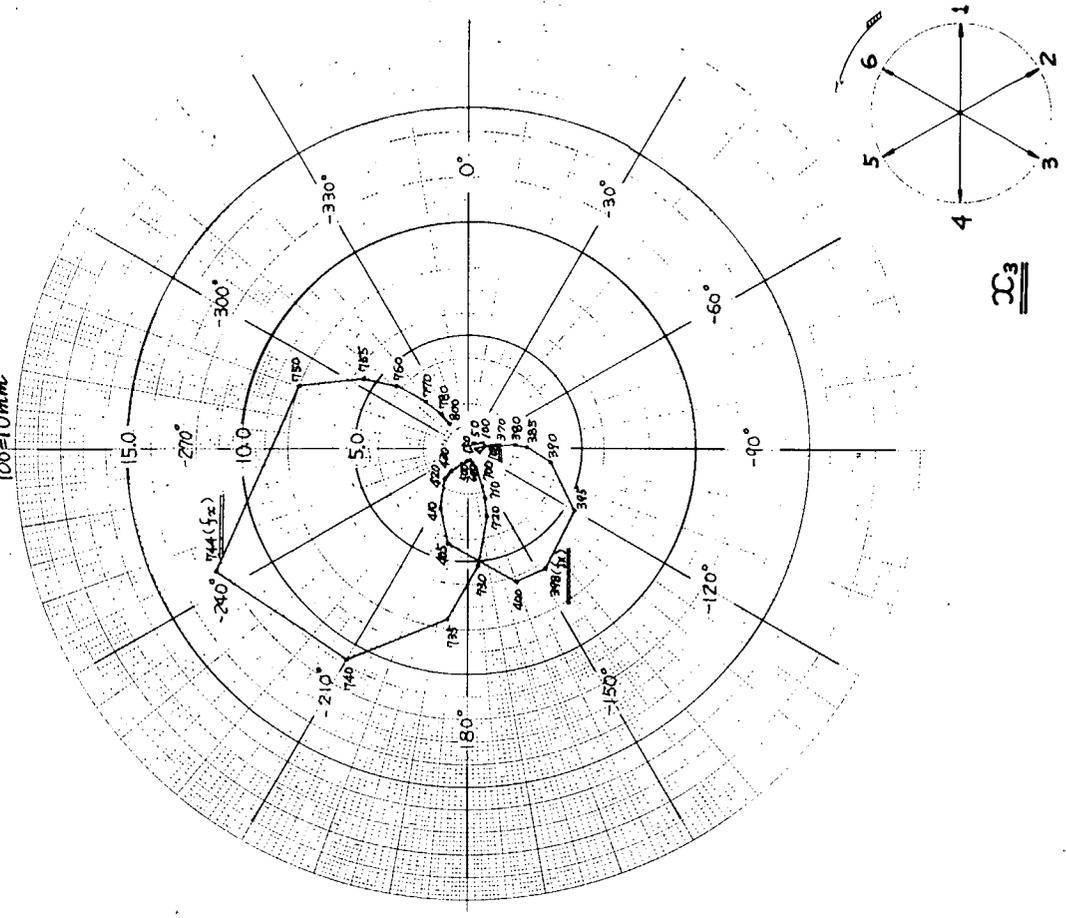
振幅
100=10mm



X₁

图 1.1.18

振幅
100=10mm



X₃

图 1.1.19

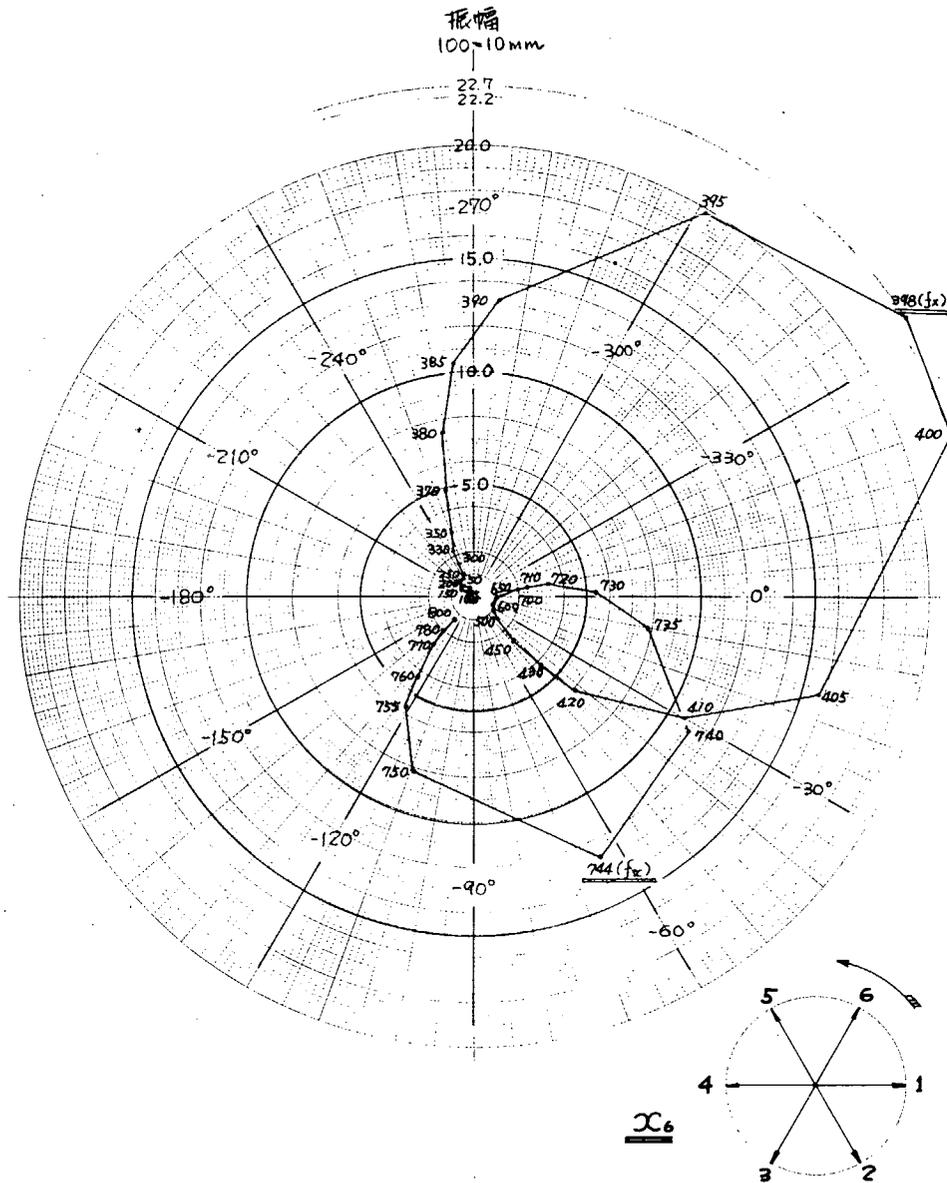


図 1. 1. 2 0

1.1.2 ねじり振動による誘導起振力

第94研究部会でいままで実施された船体振動ならびに機関首振り振動の実測結果を見るといずれも軸系ねじり振動の共振点で顕著な振幅増大が認められる。これはねじり振動によつて機関の動的部材から慣性力が発生し、これによつて船体または機関自体が強制振動をしているものと考えられる。

それゆゑ、これらの現象を解明する手段として軸系にねじり振動がある場合（いいかえればクランク軸が不等速で回転する場合）に生ずる慣性力の推定法を確立する必要がある。

(1) 船体振動に対する起振力

船体振動に対する起振力のうちディーゼル機関の本体から生ずるものは、エンジンバランシングとしてすでに機関を設計する段階で十分検討されている。しかしながら、これらはすべて機関の構造を剛体と考えた場合についてであり、2サイクル大形機関のように機関自身の変形を無視し得ないものに対しては若干の考察を加える必要がある。

(a) クランク軸が等速回転する場合の船体の起振力

内燃機関の往復動機構についての起振力を主体とした等価系は、図 1. 1. 2 1 のように考えることができる。すなわち図 1. 1. 1 と同じく(a)の系を考え、これをさらに(b)のように簡易化する。

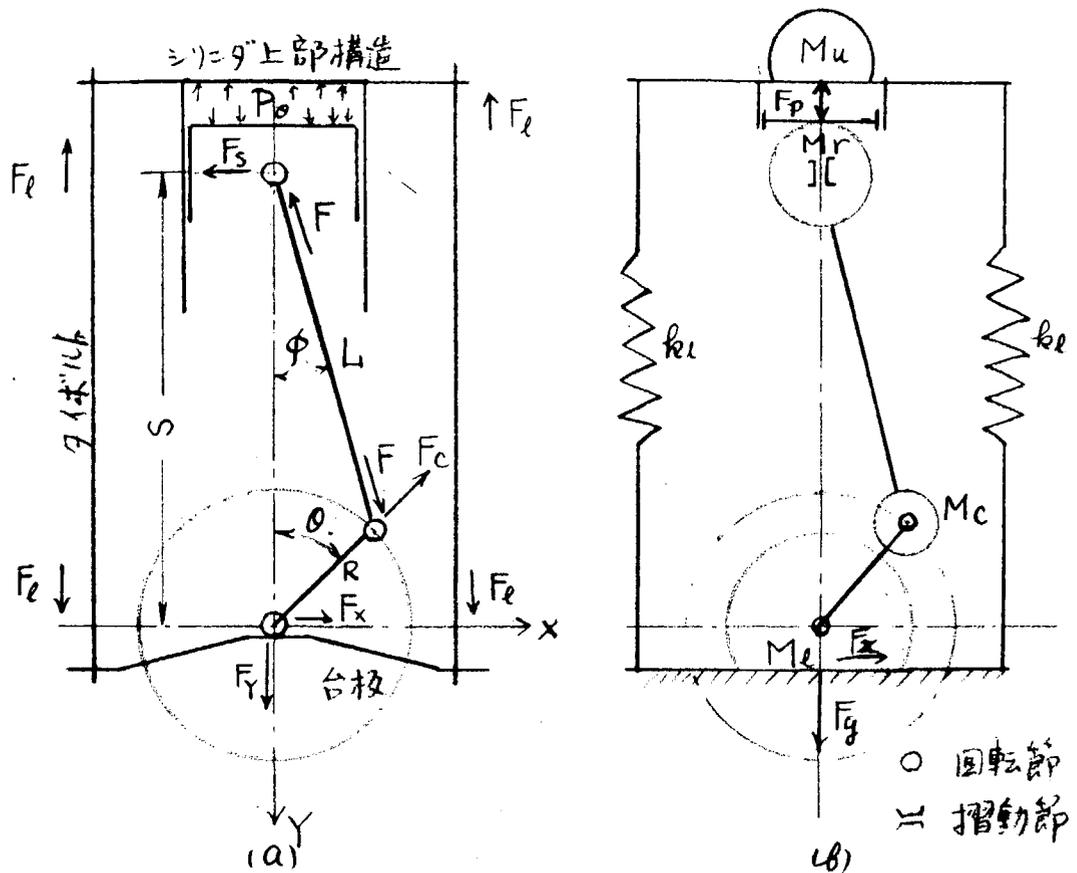


図 1. 1. 2. 1

このような系において固定された質量 M_ℓ を通じて外部に伝達される力 F_y, F_x はタイボルトの伸びがないとすれば M_r および M_c による慣性力のみであり、(1.1.1) 式から

$$\begin{aligned}
 F_y &= -F_{mr} + F_c \cos \theta \\
 &= -\frac{M_r R \omega^2}{g} \left(\cos \theta + \frac{1}{\lambda} \cos 2\theta \right) - \frac{M_c R \omega^2}{g} \cos \theta \\
 &= -\frac{R \omega^2}{g} \left\{ M_r \left(\cos \theta + \frac{1}{\lambda} \cos 2\theta \right) + M_c \cos \theta \right\} \dots \dots \dots (1.1.3 a)
 \end{aligned}$$

$$F_x = F_c \sin \theta = \frac{R \omega^2}{g} M_c \cdot \sin \theta \dots \dots \dots (1.1.3 b)$$

$$Q_t = F_s \cdot S = -\tan \phi (R \cos \theta + L \cos \phi) \left\{ \frac{\pi D^2}{4} P(\theta) - \frac{M_r R}{g} \omega^2 \left(\cos \theta + \frac{1}{\lambda} \cos 2\theta \right) \right\} \dots (1.1.3 c)$$

となる。

機関全体としての起振力および起振モーメントは (1.1.3 a) をベクトル的に加算したものであり (1.1.4) 式で示される。

$$\sum F_y = -\frac{R \omega^2}{g} \sum_{i=1}^n \left[M_{r_i} \left\{ \cos (\theta + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2 (\theta + r_i) \right\} + M_{c_i} \cos (\theta + r_i) \right] \dots \dots \dots (1.1.4 a)$$

$$\sum F_x = \frac{R \omega^2}{g} \sum M_{c_i} \sin (\theta + r_i) \dots \dots \dots (1.1.4 b)$$

$$\sum Q_t = - \sum_{i=1}^n \tan \phi_i \left\{ R \cos(\theta + r_i) + L \cos \phi_i \right\} \\ \times \left[\frac{\pi D^2}{4} P(\theta + r_i) - \frac{M_{ri} R}{g} \omega^2 \left\{ \cos(\theta + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\theta + r_i) \right\} \right] \dots \dots (1.1.4 c)$$

$$Q_y = \sum_{i=1}^n F_{yi} \cdot x_i \dots \dots \dots (1.1.4 d)$$

$$Q_x = \sum_{i=1}^n F_{xi} \cdot x_i \dots \dots \dots (1.1.4 e)$$

ここに

- Q_y : 垂直面内の起振モーメント
- Q_x : 水平面内の起振モーメント
- x_i : F_{yi} の着力中心からの距離 (着力中心は $\sum F_i x_i / \sum F_i$)
- n : シリンダ数
- r_i : No.1 クランクからの位相角

他の記号は (1.1.1) 式と同じ。

つぎにタイボルトが伸びるときを考えると

$$F_{yi}' = -F_{mri} + F_{ci} \cos(\theta + r_i) + \frac{M_{ui}}{g} \cdot \frac{d^2(F_{pi}/k\ell)}{dt^2} \\ Q_{ti}' = -\tan \phi_i \left[F_{pi} - F_{mri} + \frac{M_{ui}}{g} \cdot \frac{d^2(F_{pi}/k\ell)}{dt^2} \right] \left\{ R \cos(\theta + r_i) + L \cos \phi_i \right\}$$

ここに

$$F_{pi} = \frac{\pi D^2}{4} P(\theta + r_i)$$

いま、 $P(\theta + r_i)$ をフーリエ展開して (1.1.5) 式で示せば

$$P(\theta + r_i) = \sum_{h=0}^q A_h \sin(h\omega t + \varphi_h) \dots \dots \dots (1.1.5)$$

$$F_{yi}' = -\frac{R\omega^2}{g} \left[M_{ri} \left\{ \cos(\theta + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\theta + r_i) \right\} + M_c \cos(\theta + r_i) \right] \\ - \frac{M_{ui}}{g} \cdot \frac{\pi D^2}{4k\ell} \cdot \omega^2 \sum_{h=0}^q h^2 A_h \sin(h\omega t + \varphi_h) \dots \dots \dots (1.1.6 a)$$

$$Q_{ti}' = -\tan \phi_i \left\{ R \cos(\theta + r_i) + L \cos \phi_i \right\} \\ \times \left[\frac{\pi D^2}{4} P(\theta + r_i) - \frac{M_{ri} R}{g} \omega^2 \left\{ \cos(\theta + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\theta + r_i) \right\} \right. \\ \left. - \frac{M_{ui}}{g} \cdot \frac{\pi D^2}{4k\ell} \cdot \omega^2 \sum_{h=0}^q h^2 A_h \sin(h\omega t + \varphi_h) \right] \dots \dots \dots (1.1.6 b)$$

なお、水平方向の起振力にはタイボルトの伸びは影響を与えない。いま (1.1.3) 式と (1.1.6) 式を比較すれば、タイロッドの伸びによる付加的起振力 $(F_{yi})_a$ 、 $(Q_{ti})_a$ はそれぞれ

$$(F_{yi})_a = \frac{M_{ui}}{g} \cdot \frac{\pi D^2}{4k\ell} \cdot \omega^2 \sum_{h=0}^q h^2 A_h \sin(h\omega t + \varphi_h) \dots \dots \dots (1.1.7 a)$$

$$(Q_{ti})_a = \tan \phi_i \left\{ R \cos(\theta + r_i) + L \cos \phi_i \right\} \\ \times \left\{ \frac{M_{ui}}{g} \cdot \frac{\pi D^2}{4k\ell} \cdot \omega^2 \sum_{h=0}^q h^2 A_h \sin(h\omega t + \varphi_h) \right\} \dots \dots \dots (1.1.7 b)$$

となる。かりに $M_{ui} = 20,000 \text{ Kg}$ 、タイボルトの伸びの10次成分が 0.1 mm で 120 rpm の状態を考えると、 F_{yi} は $3,200 \text{ Kg}$ となる。

したがって、タイボルトの伸びによる付加的起振力および起振モーメント（それぞれ a のサフィックスで示す）は、

$$\sum (F_{yi})_a = \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{M_{ui} \pi D^2 \omega^2}{4 k \rho g} \sum_{h=1}^q h^2 A_h (h \omega t + \varphi_h) \right\} \dots\dots\dots (1.1.8 a)$$

$$Q_{ya} = \sum_{i=1}^n (F_{yi})_a \cdot x_i \dots\dots\dots (1.1.8 b)$$

$$Q_{ta} = \sum_{i=1}^n \left[\tan \phi_i \left\{ R \cos (\theta + \tau_i) + L \cos \phi_i \right\} \right. \\ \left. \times \frac{M_{ui} \pi D^2 \omega^2}{4 k \rho g} \sum_{h=1}^q h^2 A_h \sin (h \omega t + \varphi_h) \right] \dots\dots\dots (1.1.8 c)$$

となり、それぞれ高次成分を含んでおり、シリンダ数に等しい次数の成分は n 倍になるため船体振動に対して無視し得ない値となる。

タイボルトの伸び以外の機関構造物の変形によつても上に述べたような複雑な起振力が発生し、機関を剛体と考えたバランスングのほか高次の船体振動に対する起振力となりうる事がわかる。

(b) クランク軸が不等速回転する場合の船体への起振力

上に示した計算式においては角速度 ω はすべて一定としているが、つぎに ω が変化する場合を考える。いま回転角 θ を (1.1.9 a) 式のように置けば ω は (1.1.9 b) 式で示される。

$$\theta_i = \omega_0 t + \tau_i + \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \dots\dots\dots (1.1.9 a)$$

$$\omega = \omega_0 + k \beta_i \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \dots\dots\dots (1.1.9 b)$$

すなわち ω_0 なる等角速度でクランクが回転し、これに k 次のねじり振動が振幅 β_i ラジアンで付加される場合を考える。

この場合には回転重量によつて切線方向に慣性力 F_t が生ずるため、この力を垂直力および水平力に加味する必要がある。

$$F_{ti} = - \frac{RM_{ci} \omega_0^2}{g} k^2 \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \dots\dots\dots (1.1.10)$$

(1.1.3) 式に F_{ti} の成分を加え、(1.1.9 a) , (1.1.9 b) 式を代入すれば、

$$F_{yi} = - \frac{R}{g} \left\{ \omega_0 + k \beta_i \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \right\}^2 \\ \times \left[(M_{ri} + M_{ci}) \cos \left\{ \omega_0 t + \tau_i + \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \right\} \right. \\ \left. + \frac{M_{ri}}{\lambda} \cos 2 \left\{ \omega_0 t + \tau_i + \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \right\} \right] \\ - \frac{RM_{ci} \omega_0^2}{g} k^2 \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \times \sin \theta_i \\ = - \frac{RM_{ri} \omega_0^2}{g} \left\{ 1 + \nu_i k \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \right\}^2 \\ \times \left[(1 + \mu_i) \cos \left\{ \omega_0 t + \tau_i + \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \right\} \right. \\ \left. + \frac{1}{\lambda} \cos 2 \left\{ \omega_0 t + \tau_i + \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \right\} \right]$$

$$-\frac{\mu_i R M_{ri}}{g} \cdot k^2 \omega_0^3 \cdot \nu \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \sin \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \quad \dots\dots\dots (1.1.11a)$$

$$F_{xi} = \frac{\mu_i \cdot R \cdot M_{ri} \cdot \omega_0^2}{g} \{ 1 + \nu_i k \cos(k \omega_0 t + \delta_k) \}^2 \cdot \sin \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \\ - \frac{\mu_i R M_{ri}}{g} k^2 \omega_0^3 \nu \cos(k \omega_0 t + \delta_k) \times \cos \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \quad \dots\dots\dots (1.1.11b)$$

ここに

$$\mu_i = M_{ci} / M_{ri}$$

$$\nu_i = \beta_i / \omega_0$$

なお、 Q_t についてはつぎの首振り振動の項で示す。

(1.1.11) 式を展開し ν^2 の項を無視すれば、

$$F_{yi} = -\frac{R M_{ri} \omega_0^2}{g} \{ 1 + 2 \nu_i k \cos(k \omega_0 t + \delta_k) \} \\ \times \left[(1 + \mu_i) \cos \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \right. \\ \left. + \frac{1}{\lambda} \cos 2 \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \right] \\ - \frac{\mu_i R M_{ri} \omega_0^2}{g} \cdot k^2 \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \cdot \sin \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \quad \dots\dots\dots (1.1.11a')$$

$$F_{xi} = \frac{\mu_i R M_{ri} \omega_0^2}{g} \left[\{ 1 + 2 \nu_i k \cos(k \omega_0 t + \delta_k) \} \right. \\ \left. \times \sin \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \right] \\ - \frac{\mu_i R M_{ri} \omega_0^2}{g} \cdot k^2 \beta_i \cdot \cos(k \omega_0 t + \delta_k) \\ \times \cos \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \quad \dots\dots\dots (1.1.11b')$$

上の式において

$$\cos \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \\ = J_0(\beta_i) \cos(\omega_0 t + r_i) + J_1(\beta_i) \cos \{ (1+k) \omega_0 t + r_i + \delta_k \} \\ + J_2(\beta_i) \cos \{ (1+2k) \omega_0 t + r_i + \delta_k \} + \dots\dots\dots \\ - J_1(\beta_i) \cos \{ (1-k) \omega_0 t + r_i + \delta_k \} + J_2(\beta_i) \cos \{ (1-2k) \omega_0 t + r_i + \delta_k \} \\ + \dots\dots\dots \quad \dots\dots\dots (1.1.12a)$$

$$\sin \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \} \\ = J_0(\beta_i) \sin(\omega_0 t + r_i) - J_1(\beta_i) \sin \{ (1+k) \omega_0 t + r_i + \delta_k \} \\ + J_2(\beta_i) \sin \{ (1+2k) \omega_0 t + r_i + \delta_k \} + \dots\dots\dots \\ - J_1(\beta_i) \{ (1-k) \omega_0 t + r_i + \delta_k \} + J_2(\beta_i) \sin \{ (1-2k) \omega_0 t + r_i + \delta_k \} \\ + \dots\dots\dots \quad \dots\dots\dots (1.1.12b)$$

ここで、 $J_0(\beta_i)$ 、 $J_1(\beta_i)$ 、 $J_2(\beta_i)$ は第1種 Bessel 関数を示す。

(1.1.1.2) 式は電波通信において位相変調 (FM変調を含む) と呼ばれるものであり、クランク軸の周波数 $n = \frac{\omega_0}{2\pi}$ なる現象が、ねじり振動の kn なる周波数で位相変調されたと表現することができ、 $(1 \pm jk)$ 次数を含む項は第 j 側帯波と呼ばれる。このように誘導起振力の表示はきわめて複雑であるが、 β_i が小さい場合 $J_1(\beta_i)$ および $J_2(\beta_i)$ は微小であつて省略して差支えない。

すなわち、 $\beta_i = 0.03 \text{ rad}$ の場合 $J_1(\beta_i)$ は、 0.03 、 $J_2(\beta_i)$ はさらに微小である。

したがつて、ここではつぎのように考える。

$$\begin{aligned} \cos \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \} &\doteq \cos (\omega_0 t + r_i) \\ \sin \{ \omega_0 t + r_i + \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \} &\doteq \sin (\omega_0 t + r_i) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (1.1.1.3)$$

これらの式を用いて (1.1.1.1 a) , (1.1.1.1 b) を書き直せば、

$$\begin{aligned} F_{yi} = & - \frac{RM_{ri} \omega_0^2}{g} \{ 1 + 2\nu_i k \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \} \left[(1 + \mu_i) \cos (\omega_0 t + r_i) \right. \\ & \left. + \frac{1}{\lambda} \cos 2 (\omega_0 t + r_i) \right] - \frac{\mu_i RM_{ri} \omega_0^2}{g} \cdot k^2 \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \cdot \sin (\omega_0 t + r_i) \\ & \dots\dots\dots (1.1.1.4 a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{xi} = & \frac{\mu_i RM_{ri} \omega_0^2}{g} \{ 1 + 2\nu_i k \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \} \cdot \sin (\omega_0 t + r_i) \} \\ & - \frac{\mu_i RM_{ri} \omega_0^2}{g} \cdot k^2 \beta_i \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \cdot \cos (\omega_0 t + r_i) \quad \dots\dots\dots (1.1.1.4 b) \end{aligned}$$

いま、ねじり振動によつて付加された起振力を $(F_{yi})_a$, $(F_{xi})_a$ で表わせば、

$$\begin{aligned} (F_{yi})_a = & - \frac{RM_{ri} \omega_0^2}{g} \cdot 2\nu_i k \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \\ & \times \left\{ (1 + \mu_i) \cos (\omega_0 t + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2 (\omega_0 t + r_i) \right\} \\ & - \frac{\mu_i RM_{ri} \omega_0^2}{g} \cdot k^2 \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \cdot \sin (\omega_0 t + r_i) \quad \dots\dots\dots (1.1.1.5 a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (F_{xi})_a = & \frac{\mu_i RM_{ri} \omega_0^2}{g} \cdot 2\nu_i k \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \cdot \sin (\omega_0 t + r_i) \\ & - \frac{\mu_i RM_{ri} \omega_0^2}{g} \cdot k^2 \beta_i \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \cdot \cos (\omega_0 t + r_i) \quad \dots\dots\dots (1.1.1.5 b) \end{aligned}$$

ねじり振動がない場合の F_{yi} , F_{xi} と比較すれば、

$$\begin{aligned} \frac{(F_{yi})_a}{F_{yi}} &= \frac{-2\nu_i k \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \left\{ (1 + \mu_i) \cos (\omega_0 t + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2 (\omega_0 t + r_i) \right\}}{(1 + \mu_i) \cos (\omega_0 t + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2 (\omega_0 t + r_i)} \\ & \quad - \frac{\mu_i k^2 \beta_i \sin (k \omega_0 t + \delta_k) \cdot \sin (\omega_0 t + r_i)}{(1 + \mu_i) \cos (\omega_0 t + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2 (\omega_0 t + r_i)} \\ &= -2\nu_i k \cos (k \omega_0 t + \delta_k) - \mu_i k^2 \beta_i \frac{\sin (k \omega_0 t + \delta_k) \sin (\omega_0 t + r_i)}{(1 + \mu_i) \cos (\omega_0 t + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2 (\omega_0 t + r_i)} \\ \frac{(F_{xi})_a}{F_{xi}} &= \frac{2\nu_i k \mu_i \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \cdot \sin (\omega_0 t + r_i)}{\sin (\omega_0 t + r_i)} \\ & \quad - \frac{\mu_i k^2 \beta_i \cos (k \omega_0 t + \delta_k) \cdot \cos (\omega_0 t + r_i)}{\sin (\omega_0 t + r_i)} \end{aligned}$$

$$= 2\nu_i k \mu_i \cos(k\omega_0 t + \delta_k) - \mu_i k^2 \beta_i \cos(k\omega_0 t + \delta_k) \cot(\omega_0 t + \tau_i)$$

いま、2サイクル大形ディーゼルを対象として

$$\beta = 0.01 \text{ rad/sec}, \quad \omega = 2 \times 2\pi = 12.56 \text{ rad/sec}, \quad \nu = 0.0008$$

$$k = 10, \quad \mu_i = 2, \quad \lambda = 4 \text{ の場合には,}$$

$$(F_{yi})_a / F_{yi} = -0.016 \cos(k\omega_0 t + \delta_k) - 2 \sin(\omega_0 t + \delta_k) \cdot \frac{\sin(\omega_0 t + \tau_i)}{2 \cos(\omega_0 t + \tau_i) + \frac{1}{4} \cos(\omega_0 t + \tau_i)}$$

$$(F_{xi})_a / F_{xi} = 0.032 \cos(k\omega_0 t + \delta_i) - 2 \cos(k\omega_0 t + \delta_k) \cdot \cot(\omega_0 t + \tau_i)$$

となり、 $(F_{yi})_a$ 、 $(F_{xi})_a$ のいずれも第1項は無視できるが、第2項は F_{yi} 、 F_{xi} の最大値の0.89倍および2倍であり、いずれも無視し得ない。したがって第1項を省略して第2項のみをねじり振動による誘導起振力と考えればよい。

$$(F_{yi})_a = -\frac{R M_{ci} \omega_0^2}{g} \cdot k^2 \cdot \beta_i \sin(k\omega_0 t + \delta_k) \cdot \sin(\omega_0 t + \tau_i) \quad \dots\dots\dots (1.1.16a)$$

$$(F_{xi})_a = -\frac{R M_{ci} \omega_0^2}{g} \cdot k^2 \cdot \beta_i \cos(k\omega_0 t + \delta_k) \cdot \sin(\omega_0 t + \tau_i) \quad \dots\dots\dots (1.1.16b)$$

機関全体として起振力および起振モーメントは

$$\sum (F_{yi})_a = -\frac{R \omega_0^2}{g} \sum_{i=1}^n M_{ci} k^2 \beta_i \sin(k\omega_0 t + \delta_k) \sin(\omega_0 t + \tau_i) \quad \dots\dots\dots (1.1.17a)$$

$$\sum (F_{xi})_a = -\frac{R \omega_0^2}{g} \sum_{i=1}^n M_{ci} k^2 \beta_i \cos(k\omega_0 t + \delta_k) \cos(\omega_0 t + \tau_i) \quad \dots\dots\dots (1.1.17b)$$

$$Q_y = \sum_{i=1}^n (F_{yi})_a \cdot x_i \quad \dots\dots\dots (1.1.17c)$$

$$Q_x = \sum_{i=1}^n (F_{xi})_a \cdot x_i \quad \dots\dots\dots (1.1.17d)$$

(2) 機関の首振り振動に対する誘導起振力

首振り振動に対するねじり振動の誘導起振力は (1.1.2a) または (1.1.2b) 式に (1.1.9a) および (1.1.9b) 式を代入して求められる。ただし (1.1.9a) 式の $\beta_i \sin(k\omega_0 t + \delta_k)$ の項は前に述べた理由により無視する。また、(1.1.2a)、(1.1.2b) 式で $\frac{\pi D^2}{4} P(\theta + \tau_i)$ の項は誘導起振力には関係ないため省略し、誘導起振力によるものを $(F_{si})_a$ 、 $(M_{si})_a$ として表せば、

$$F_{si} = + \frac{\sin(\omega_0 t + \tau_i)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega_0 t + \tau_i)}} \cdot \frac{M_{ri} R}{g} \left\{ \omega_0 + k \beta_i \sin(k\omega_0 t + \delta_k) \right\}^2$$

$$\times \left\{ \cos(\omega_0 t + \tau_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + \tau_i) \right\}$$

$$\doteq \frac{M_{ri} R \omega_0^2}{g} \cdot \frac{\sin(\omega_0 t + \tau_i)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega_0 t + \tau_i)}} \cdot \left\{ 1 + 2\nu_i k \sin(k\omega_0 t + \delta_k) \right\}$$

$$\times \left\{ \cos(\omega_0 t + \tau_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + \tau_i) \right\}$$

$$(F_{si})_a = \frac{M_{ri} R \omega_0^2}{g} \cdot \frac{\sin(\omega_0 t + \tau_i)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega_0 t + \tau_i)}} \cdot 2\nu_i k \sin(k\omega_0 t + \delta_k)$$

$$\times \left\{ \cos(\omega_0 t + \tau_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + \tau_i) \right\} \quad \dots\dots\dots (1.1.18a)$$

$$(M_{si})_a = -\frac{M_{ri} R \omega_0^2}{g} \cdot \frac{\sin(\omega_0 t + r_i)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega_0 t + r_i)}} \left\{ R \cos(\omega_0 t + r_i) + L \frac{\sin(\omega_0 t + r_i)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega_0 t + r_i)}} \right\} \\ \times 2 \nu_i k \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \times \left\{ \cos(\omega_0 t + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + r_i) \right\} \dots \dots \quad (1.1.18 b)$$

(1.1.18 a) 式で $2 \nu_i k$ の値は前頁でも述べたように大形ディーゼル機関について考えれば微小な値であり、船体振動に対しては無視したものである。ただし、機関首振り振動に対してはつきに示すような機関全体として $(F_{si})_a$ をベクトル加算した場合に 1 節ねじり振動の誘導起振力が H 形振動に、2 節ねじり振動の誘導起振力が X 振動の起振源になるものと考えられる。

$$\sum_{i=1}^n (F_{si})_a = \sum_{i=1}^n \frac{M_{ri} R \omega_0^2}{g} \cdot \frac{\sin(\omega_0 t + r_i)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega_0 t + r_i)}} \cdot 2 \frac{\beta_i}{\omega_0} k \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \dots \dots \quad (1.1.19 a)$$

$$\sum_{i=1}^n (M_{si})_a = \sum_{i=1}^n -\frac{M_{ri} R \omega_0^2}{g} \cdot \frac{\sin(\omega_0 t + r_i)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega_0 t + r_i)}} \left\{ R \cos(\omega_0 t + r_i) + L \frac{\sin(\omega_0 t + r_i)}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\omega_0 t + r_i)}} \right\} \\ \times 2 \frac{\beta_i}{\omega_0} \cdot k \sin(k \omega_0 t + \delta_k) \left\{ \cos(\omega_0 t + r_i) + \frac{1}{\lambda} \cos 2(\omega_0 t + r_i) \right\} \dots \quad (1.1.19 b)$$

1.1.3 プロペラ軸よりの船体振動起振力

プロペラ軸から船体へ伝達される起振力としては、プロペラが船尾伴流中を回転するとき生ずるスラストの変動による軸力、トルク変動による力、スラストの偏心によるモーメントの3種と、これらの外力またはモーメントが船尾管軸受で変成されて生ずる二次的なものからなり立っている。

(1) スラスト変動による軸力

スラスト変動は伴流分布の不均一によるものが根源となつているが、実際に船体へ伝達される力は軸の縦振動系によつて変成され、第100研究部会の43年度報告書(研究資料697)に記載したように軸系全体としての強制減衰振動の解を求めて、スラスト軸受部の変位量とこの部分の構造のばね定数を乗じたもので表わすことができる。いかにいへば、伴流分布によるスラスト変動が縦振動の起振力となり、増幅されて船体へ伝達されていることになり、軸スラストとして実船で計測されるものは縦振動によつて増幅されたものである。

一方スラスト変動の原因としては、上に述べたもののほかに、ねじり振動などによつてプロペラの角速度が変化し、その結果としてスラストが変化する、という形式でねじり振動から誘導されるものがある。この誘導によるスラスト変動も中間軸などで実測される値は軸の縦振動によつて増幅されたものである。

中間軸で実測されたスラスト変動の実例は、日本造船研究協会研究資料60-2(第94研究部会昭和42年度報告書)、157~178頁に示されており、おもに伴流に起因するスラスト変動(プロペラ羽根数nの整数倍)はn次がMCR航走時の平均スラストの10%程度、2n次が2%程度であり、ねじり振動の誘導によるスラスト変動は、ねじり振動のプロペラ部の角変位によつて大幅に変わるため一概にいえないが、1節の主危険振動においてはMCRスラストの40%に達している。

(2) トルク変動による起振力

トルク変動による起振力は伴流中を回転するプロペラ羽根の抗力を各羽根について合成した場合に偶力のみならず若干の力が残つたときの大きさを意味し、シングルスクルーの船では伴流分布が左右対称に近いため水平方向の成分が主体になる。この力を具体的に計測することはきわめて困難である。すなわち、つきに述べるスラストの偏心による曲げモーメントによつてプロペラ軸に生ずる曲げモーメントと不均合の抗力によつてプロペラ軸に生ずる曲げモーメントとを分離するには軸の船尾管軸受とプロペラボス入端との間の軸身にかなり離れた距離で2箇所の計測点を設けることが必要なるためである。

したがつて、トルク変動に伴う力は軸に作用する曲げモーメントのなかに含まれることになる。なお、トルク変動

そのものは船体にねじりモーメントを与えることはいうまでもない。

(3) スラストの偏心による曲げモーメント

船尾の伴流によつてスラストが偏心したために生ずる曲げモーメントは、船尾側軸受を経て船体に伝達され船体振動の起振力となる。このモーメントはプロペラ軸の曲げ応力を直接支配するため軸系関係の研究で求められており、日本造船研究協会においても第77研究部会で鉾石運搬船についてデータが得られている。

表 1.1.5 a, b は表 1.1.4 の要目を有する鉾石運搬船の海上試運転時におけるプロペラ軸の曲げモーメントを示し、 M_V は垂直面内、 M_H は水平面内の曲げモーメントを表わす。なお符号の正は垂直、水平の成分についてそれぞれプロペラが下方に曲る場合、および左舷側に曲る場合を正としている。

表 1.1.6 は同じ船について海洋航走時の M_V , M_H を示す。

これらの結果から、垂直面内のモーメント M_V については1次、5次がともに大きく、2, 3, 4, 6, 7, 10 次がこれについており、その他の次数のものはいずれも小である。

水平面内の曲げモーメントは、1次がとくに大であり、5次がこれについている。しかしながらこれらの値は船の載荷状態、機関の回転数によつて大幅に変化し、ねじり振動の影響も著しい。

表 1.1.4 供試船の主要目

船型および船種	鉾石(ペレット)運搬船
$L_{pp} \times B_{mid} \times D_{mid} \times d_{full}$	211.0 × 31.8 × 17.5 × 11.7
$\Delta_{full} / D.W$	65200 / 56100
C_b full	0.829
Shoe Piece	有
機関型式	三菱神戸 Sulzer 6RD90
定格出力 × 回転数	13800 PS × 119 RPM
シリンダ径 × 行程 × シリンダ数	900 × 1550 × 6
着火順序	1-6-2-4-3-5
機関位置	船尾
中間軸径 × 長さ × 個数	485 × 5500 × 1
プロペラ軸径 × 長さ × 個数	560 × 7270 × 1
プロペラ直径 × 羽根数	6000 × 5

注 船尾形状、伴流分布等の詳細は日本造船研究協会報告第61号参照

(4) 軸系船尾部の横振動による曲げモーメント起振力の変成に関するアナログ計算機による解析

プロペラ軸に作用する曲げモーメントは上に述べたような実測例があるが、この値はプロペラ軸系の横振動によつて増幅されている可能性があり、また軸受支点下向きの荷重は負担するが上向きの荷重は負担しないか、またはある程度支点の部分に上向きの変位があつて後荷重を負担するという特徴がある。したがつて、軸に作用した曲げモーメントが軸受反力として船体に伝達される場合の様相を横振動として考察する必要がある。その方法として、軸の横振動系と等価な電気回路をアナログ計算機中に組み、強制力、ダンピングおよび支点の非線形ばね特性を考慮して解析を行なつた。

(a) 等価系について

軸系横振動についても、他の振動問題と同様、集中質量系におきかえれば、たとえ非線形ばねが振動系に含まれていてアナログ計算機により解析可能である。

そこで軸系船尾部を、図 1.1.2 2 に示すような、集中質量系と仮定する。図 1.1.2 2 において、 i 番目の質点

表 1.1.5 a M_Y のフーリエ解析

$n=18$
 $M_Y = (M_{Y0} + X_0) + \sum_{n=1}^{18} X_n \sin(n\theta + \alpha_n^0) \text{ ton}\cdot\text{m}$ (M_{Y0} はプロト重量キメントであつて +15.0 ton-m 定)

計測 %	n=1		n=2		n=3		n=4		n=5		n=6		n=7		n=8		n=9		n=10		n=11		n=12		n=13		n=14		n=15		n=16		n=17		n=18			
	X ₀	α_1	X ₁	α_2	X ₂	α_3	X ₃	α_4	X ₄	α_5	X ₅	α_6	X ₆	α_7	X ₇	α_8	X ₈	α_9	X ₉	α_{10}	X ₁₀	α_{11}	X ₁₁	α_{12}	X ₁₂	α_{13}	X ₁₃	α_{14}	X ₁₄	α_{15}	X ₁₅	α_{16}	X ₁₆	α_{17}	X ₁₇	α_{18}		
2.6	31.6	-1.19	0.43	-33	1.26	122	0.20	108	0.25	52	0.21	44	0.38	141	0.17	143	0.03	-37	0.09	-155	0.03	-101	0.15	91	0.04	6	0.06	-149	0.05	145	0.01	-176	0.07	100	0.09	-130	0.02	-90
2.7	38.0	-0.94	0.45	-150	1.50	108	0.21	39	0.12	11	0.50	49	0.24	-9	0.19	-11	0.37	-80	0.35	-86	0.34	-114	0.26	-116	0.15	-131	0.20	-144	0.09	95	0.23	-151	0.15	133	0.10	150	0.03	90
2.9	47.3	-3.59	0.52	-90	1.35	83	0.24	-45	0.35	-156	0.50	20	0.30	-129	0.05	68	0.27	-143	0.05	-155	0.55	48	0.32	-51	0.16	84	0.21	-40	0.28	-42	0.18	-101	0.24	-71	0.17	175	0.05	90
3.0	51.5	-4.09	0.61	-34	1.15	144	0.64	19	0.21	-103	0.81	-4	0.13	-103	0.30	32	0.23	70	0.18	-43	0.23	-81	0.03	-20	0.21	-94	0.15	-129	0.11	-114	0.20	-126	0.23	156	0.15	130	0.08	90
3.1	56.0	-4.77	0.71	-166	0.11	116	0.83	-175	0.27	51	0.97	46	0.48	-92	0.65	82	0.03	-151	0.19	101	0.34	112	0.17	77	0.14	82	0.07	1.5	0.06	-19	0.12	-75	0.06	-107	0.06	23	0.10	-90
3.2	67.5	-3.76	0.41	70	0.79	141	0.34	56	0.19	-28	1.76	88	0.39	2	0.95	-35	0.43	-45	0.24	-65	0.46	-118	0.29	-131	0.21	154	0.28	-133	0.22	91	0.36	-130	0.08	34	0.37	-101	0.06	-90
3.3	71.9	-5.29	0.18	-26	0.54	-176	0.47	98	0.04	-27	1.23	177	0.44	-170	0.28	-71	0.37	-179	0.36	24	0.51	-166	0.29	-82	0.10	-12	0.20	96	0.30	-163	0.35	-58	0.11	74	0.11	-162	0.08	-90
3.4	75.6	-5.13	0.94	-62	1.15	-50	0.82	-13	1.21	-23	1.93	163	0.92	10	0.07	-153	0.31	81	0.46	59	0.12	60	0.16	-154	0.57	49	0.39	40	0.54	16	0.55	179	0.10	45	0.37	14	0.58	-90
3.5	80.9	-5.05	0.29	177	0.93	66	0.28	-173	0.04	19	1.67	-137	0.38	-20	0.16	-49	0.46	39	0.18	90	0.43	35	0.11	-140	0.12	26	0.55	-99	0.20	32	0.71	-102	0.41	46	0.29	-108	0.15	90
3.6	85.6	-6.58	0.25	174	0.91	120	1.04	67	0.18	177	1.16	-130	0.60	1	0.59	-24	0.53	-24	0.23	-57	0.34	-12	0.25	-47	0.23	-32	0.22	-78	0.17	-60	0.24	-84	0.20	-61	0.20	-82	0.18	-90
3.7	90.5	-8.83	1.10	-160	0.27	127	0.31	-173	0.25	-36	2.45	-127	0.78	69	0.23	-115	0.15	79	0.54	-170	0.81	55	0.21	-88	0.22	113	0.20	155	0.32	54	0.18	-124	0.38	108	0.60	44	0.09	90
3.8	95.4	-8.84	0.82	-97	0.21	-66	0.31	138	0.41	158	3.66	-109	0.89	9	0.31	-82	0.02	-145	0.39	9	0.55	27	0.13	157	0.12	-158	0.02	-92	0.15	52	0.08	90	0.16	-89	0.20	69	0.15	90
3.9	100.4	-10.59	0.64	-158	0.71	-114	0.84	163	1.10	92	6.79	-98	0.73	-27	0.95	9	1.28	43	0.33	11	2.10	29	0.70	-9	0.61	-1	0.43	-129	0.42	-66	0.82	-157	0.54	175	0.31	104	0.19	90
4.0	106.0	-11.21	1.35	-45	2.22	-58	1.62	-65	2.36	-58	10.68	-122	4.04	5	1.78	45	1.20	49	1.21	95	1.34	-38	1.10	129	0.77	134	0.28	58	0.18	-148	0.72	-25	0.30	-145	0.45	-98	0.30	90
4.2	115.0	-13.83	1.60	121	1.48	3	2.44	-38	0.58	52	12.80	-92	2.85	-16	4.15	-13	0.22	-29	1.36	-19	1.43	51	0.87	69	0.39	107	0.18	-5	0.31	106	0.57	-139	0.97	-153	0.43	79	0.48	-90
4.3	119.2	-17.46	0.73	125	1.18	-63	0.27	-91	0.56	-111	17.89	-72	1.48	-55	1.57	18	1.62	110	1.48	-84	3.37	138	1.25	-21	0.04	50	0.60	-49	0.30	76	0.58	-106	0.26	-10	0.19	130	0.98	-90
6.1	119.0	-16.39	0.60	-106	0.89	-159	2.70	144	0.09	67	20.26	-88	1.07	-11	2.11	-106	0.35	-6	1.17	175	1.31	63	1.14	-75	0.47	36	0.17	141	0.37	-138	0.95	-179	0.47	-45	0.37	83	0.81	-90
6.6	121.5	-17.08	2.28	72	2.12	-131	3.67	39	2.00	67	23.26	-80	2.31	-55	1.24	-12	1.95	37	1.30	-148	2.87	112	0.49	-103	1.65	139	1.15	-9	1.06	-98	1.17	155	0.68	-4	0.64	-137	0.52	-90

表 1.1.5 b M_H のフーリエ解析

$n=18$
 $M_H = X_0 + \sum_{n=1}^{18} X_n \sin(n\theta + \alpha_n) \text{ ton}\cdot\text{m}$

計測 %	n=1		n=2		n=3		n=4		n=5		n=6		n=7		n=8		n=9		n=10		n=11		n=12		n=13		n=14		n=15		n=16		n=17		n=18			
	X ₀	α_1	X ₁	α_2	X ₂	α_3	X ₃	α_4	X ₄	α_5	X ₅	α_6	X ₆	α_7	X ₇	α_8	X ₈	α_9	X ₉	α_{10}	X ₁₀	α_{11}	X ₁₁	α_{12}	X ₁₂	α_{13}	X ₁₃	α_{14}	X ₁₄	α_{15}	X ₁₅	α_{16}	X ₁₆	α_{17}	X ₁₇	α_{18}		
2.6	31.6	-1.48	0.43	57	1.39	24	0.26	-12	0.19	-104	0.40	-153	0.23	29	0.08	29	0.05	-87	0.08	130	0.12	175	0.06	-97	0.04	94	0.05	127	0.03	-97	0.01	-118	0.01	85	0.10	2	0.06	90
2.7	38.0	-1.05	0.45	-60	1.33	15	0.46	-120	0.43	-161	0.74	129	0.27	-174	0.43	67	0.25	118	0.36	81	0.43	58	0.46	44	0.56	34	0.53	4	0.57	-5	0.57	-28	0.50	-29	0.46	-68	0.36	-90
2.9	47.3	-3.56	0.52	0	1.61	16	0.57	39	0.21	-20	0.18	-26	0.06	159	0.39	9	0.20	-89	0.13	-135	0.21	30	0.15	1	0.33	14	0.34	-45	0.12	-74	0.15	-110	0.09	-85	0.07	160	0.02	90
3.0	51.5	+0.30	0.61	56	1.47	62	0.72	-45	0.44	139	0.85	-46	0.42	-162	0.74	-34	0.42	-84	0.19	-123	0.18	30	0.28	-22	0.36	-109	0.18	-83	0.09	165	0.13	-46	0.28	-96	0.30	179	0.22	90
3.1	56.0	-1.68	0.71	-76	0.63	-16	0.44	83	0.24	-147	0.29	43	0.21	-79	0.45	-31	0.16	-177	0.04	-172	0.28	86	0.19	32	0.10	69	0.08	38	0.03	50	0.10	79	0.12	63	0.08	99	0.04	90
3.2	67.5	-2.99	0.41	160	0.54	41	0.38	-22	0.42	165	0.86	-73	0.48	138	0.63	-142	0.08	14	0.43	-174	0.33	-141	0.22	177	0.33	153	0.21	77	0.18	66	0.19	65	0.10	9	0.13	97	0.16	90
3.3	71.9	-5.59	0.18	64	0.55	151	0.12	92	0.32	-30	0.08	-11	0.44	150	0.38	-167	0.36	50	0.14	-118	0.18	-116	0.11	147	0.06	-165	0.05	43	0.16	47	0.10	-103	0.12	-147	0.06	-11	0.10	90
3.4	75.6	-4.20	0.94	29	0.33	73	0.38	110	0.10	-128	1.00	173	0.67	-160	0.29	167	0.39	-121	0.49	16	0.32	3	0.23	3	0.27	75	0.23	12	0.20	34	0.20	137	0.15	169	0.20	-109	0.20	-90
3.5	80.9	-5.12	0.29	-93	0.49	-27	0.08	94	0.33	-173	0.64	135	0.28	-16	0.43	115	0.12	70	0.39	-46	0.12	-13	0.11	139	0.27	-116	0.33	2	0.13	-159	0.28	-108	0.16	0	0.28	133	0.21	-90
3.6	85.6	-6.60	0.25	-96	0.66	132	0.48	54	0.53	94	0.65	141	0.17	107	0.08	-131	0.14	165	0.13	161	0.10	-154	0.09	-156	0.05	58	0.06	76	0.07	119	0.03	118	0.04	137	0.02	23	0.50	-90
3.7	90.5	-7.59	1.10	-70	0.24	109	0.15	141	0.23	77	0.78	161	0.29	162	0.11	155	0.09	-175	0.32	140	0.06	-19	0.08	-133	0.04	-109	0.09	117	0.04	-12	0.11	-152	0.10	119	0.07	63	0.04	-90
3.8	95.4	-7.96	0.32	-7	0.66	142	0.71	34	0.41	132	1.95	134	0.45	-139	0.49	-160	0.15	175	0.36	-87	0.21	-129	0.01	131	0.17	-25	0.00	18	0.10	-38	0.06	-155	0.04	177	0.08	-156	0.18	-90
3.9	100.4	-9.88	0.64	-68	0.89	139	0.29	-119	1.04	105	3.52	173	0.51	160	0.55	85	0.44	67	0.21	-5	0.48	-23	0.34	-70	0.49	-67	0.22	-131	0.21	-105	0.07	-179	0.16	72	0.25	51	0.12	-90
4.0	106.0	-7.29	1.35	45	1.09	122	1.00	47	0.44	87	4.47	104	2.31	-105	2.41	-122	0.69	-54	1.03	34	0.88	-94	0.36	69	0.89	-47	0.54	24	0.39	88	0.20	145	0.30	126	0.51	32	0.02	-90
4.2	115.0	-12.69	1.60	-149	3.01	130	3.10	58	1.51	-121	4.19	123	1.19	71	1.48	-82	1.12	-114	0.54	90	1.29	-98	1.26	-139														

表 1.1.6 M_V, M_H TorqueおよびThrustのフーリエ解析

$$M_V = (M_{V0} + X_0) + \sum_{n=1}^{n=16} X_n \sin(n\theta + \alpha_n) \quad (\text{ton}\cdot\text{m})$$

$$M_H \left. \begin{matrix} \text{Torque} \\ \text{Thrust} \end{matrix} \right\} = X_0 + \sum_{n=1}^{n=16} X_n \sin(n\theta + \alpha_n) \quad \begin{matrix} (\text{ton}\cdot\text{m}) \\ (\text{ton}) \end{matrix}$$

(M_{V0} はプロペラ重量モーメントであつて、プロペラ軸コンパート大端部については-1.5 ton·m)

(1) 海上試験運転時：計測番号640，船尾吃水6.9m，1106 RPM

	n=1		n=2		n=3		n=4		n=5		n=6		n=7		n=8		n=9		n=10		n=11		n=12		n=13		n=14		n=15		n=16		n=17		n=18					
	X_0	α_1	X_1	α_2	X_2	α_3	X_3	α_4	X_4	α_5	X_5	α_6	X_6	α_7	X_7	α_8	X_8	α_9	X_9	α_{10}	X_{10}	α_{11}	X_{11}	α_{12}	X_{12}	α_{13}	X_{13}	α_{14}	X_{14}	α_{15}	X_{15}	α_{16}	X_{16}	α_{17}	X_{17}	α_{18}	X_{18}			
M_V	-11.21	1.35	-45.222	-58.162	-65.236	-58.168	-122.404	5.178	45.100	49.121	95.134	-38.110	129.077	134.028	58.018	-148.072	-25.030	-145.045	-98.030	90																				
M_H	-7.29	1.35	45.109	122.100	47.044	87.447	104.231	-105.241	-122.069	-54.103	34.088	-94.036	69.089	-47.054	24.039	88.020	145.030	126.051	32.002	-90																				
Torque	59.1	0.65	-81.126	-36.328	-92.543	-136.158	-167.801	83.103	-87.081	173.117	9.059	-20.059	-98.080	158.035	-135.024	-1.055	-2.054	162.037	-151.001	90																				
Thrust	66.0	2.33	147.087	-172.393	79.192	25.141	-106.200	-154.122	162.076	129.024	100.021	-157.039	135.029	112.011	133.018	-170.035	155.025	120.021	99.013	90																				

(2) 海上試験運転時：計測番号663，船尾吃水6.9m，1155 RPM

M_V	-17.08	0.36	126.060	-140.164	79.211	19.2177	-77.181	123.135	-62.128	165.255	157.104	120.038	-63.082	117.046	122.072	7.075	-105.072	46.052	-179.096	-90																					
M_H	-16.75	0.36	-144.110	146.110	-4.023	-42.410	113.142	78.080	-79.147	-169.092	43.128	-71.019	-83.004	-158.033	120.035	-14.014	81.014	61.050	48.041	90																					
Torque	74.5	2.24	-136.073	-6.227	-131.292	165.150	155.723	58.095	-48.112	-50.089	-77.048	129.011	136.009	101.028	-26.044	-139.031	119.025	-134.061	40.018	90																					
Thrust	75.3	1.65	-150.094	128.537	57.154	-45.342	-88.256	-106.102	-63.244	99.103	91.111	156.085	1.089	151.024	123.082	-100.068	-14.025	-114.013	118.103	-90																					

(3) 往航パラスタ時：計測番号639，船尾吃水9.6m，104 RPM

M_V	-22.45	0.61	50.090	-17.075	48.070	92.1663	-58.105	-66.131	13.069	-130.131	139.144	75.054	147.050	107.043	69.056	-42.027	-105.051	-51.059	-90																						
M_H	-15.91	0.61	140.039	-143.071	-41.126	-163.306	148.104	48.069	-52.024	-51.093	-3.078	-45.072	-38.017	-47.015	-107.038	-62.056	-179.009	65.007	98.003	-90																					
Torque	59.1	0.80	-161.031	-7.399	-75.370	-152.160	175.716	81.078	84.022	102.043	-2.072	60.069	29.095	-135.017	-115.023	117.053	49.016	-152.040	-177.025	90																					
Thrust	69.8	1.84	78.019	-42.372	135.270	2.179	-47.232	-54.082	-59.105	-112.008	-121.019	-90.043	-144.010	136.008	59.020	29.018	88.024	-50.013	33.003	-90																					

(4) 復航満載時：計測番号616-3，船尾吃水12.1m，115.2 RPM

M_V	-37.67	0.55	-63.245	-95.027	-45.129	-124.2030	-36.075	-171.135	24.094	11.128	121.202	130.183	110.087	123.083	-64.021	-66.096	42.067	-47.047	-151.017	90																					
M_H	-19.27	0.55	27.186	159.081	102.076	-115.797	167.144	124.113	-26.064	48.142	41.037	18.086	-16.046	-2.016	-164.059	-162.094	-110.116	169.045	142.013	90																					
Torque	76.9	1.07	-146.033	119.931	-121.283	-130.026	-172.535	86.022	28.040	-24.092	35.046	103.018	12.049	-111.070	97.023	61.043	12.031	-42.015	-98.023	-90																					
Thrust	80.0	2.93	129.261	110.474	78.025	32.071	-84.167	-93.089	-164.111	165.092	176.043	-169.057	130.060	107.019	-175.036	126.060	93.015	111.043	113.059	90																					

M_i だけに、 M_i が単位変位を生じるような力 F_i を加え、そのときの各質点の変位を x_{ij} とすれば、 F_i に対する各質点の Compliance (ばね定数の逆数 $\cdot \text{cm/Kg}$) が得られる。

$$C_{ij} = \frac{x_{ij}}{F_i} \dots\dots\dots (1.1.2.0)$$

(i 番目の質点に加えられた力に対する j 番目の質点のたわみやすさ)

(1.1.2.0) で求められた C_{ij} を使つて、振動方程式を書くと、

$$\begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & \dots\dots\dots & C_{1n} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & \dots\dots\dots & C_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{n1} & C_{n2} & C_{n3} & \dots\dots\dots & C_{nn} \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} M_1 \omega^2 x_1 \\ M_2 \omega^2 x_2 \\ \vdots \\ M_n \omega^2 x_n \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{vmatrix} \dots\dots\dots (1.1.2.1)$$

ゆえに

$$\begin{aligned} |M_i x_i| \omega^2 &= [C_{ij}]^{-1} |x_i| \\ |M_i x_i| \omega^2 - [C_{ij}]^{-1} |x_i| &= 0 \dots\dots\dots (1.1.2.2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left[\frac{C_{ij}}{M_i} \right]^{-1} |x_i| - \omega^2 [I] |x_i| &= 0 \\ \left[\frac{C_{ij}}{M_i} \right]^{-1} - \lambda [I] &= 0 \dots\dots\dots (1.1.2.3) \\ (\lambda &= \omega^2) \end{aligned}$$

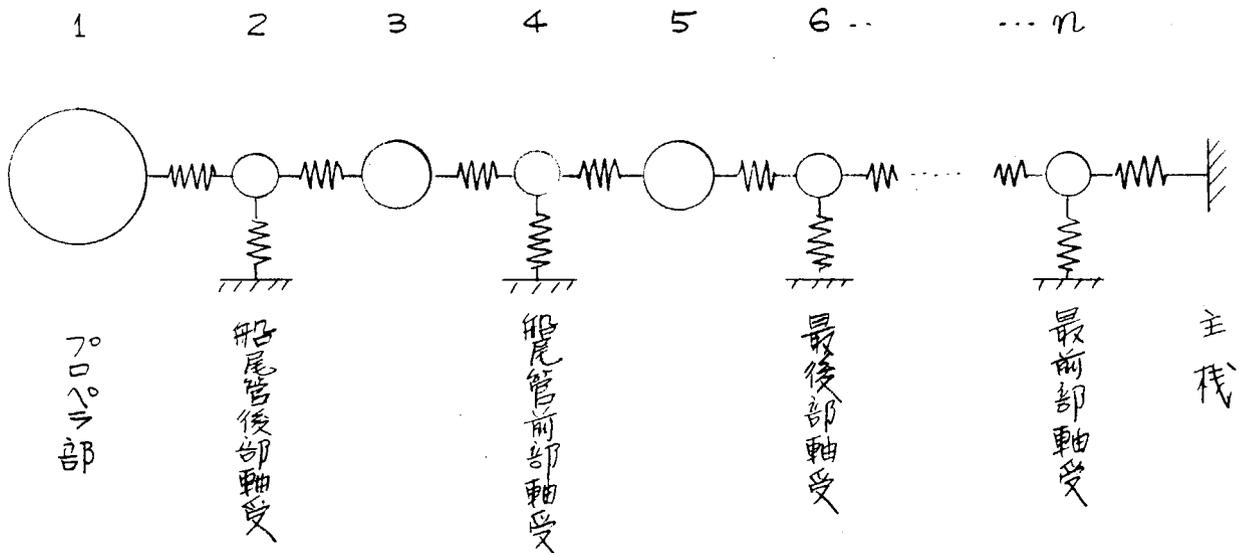


図 1.1.2.2

(b) シミュレーションについて

(a) で述べたように、横振動の等価系を求めることは、非常にやつかいな問題である。そこで、ここでは図 1.1.2.2 をもうすこし簡略化した振動系を考えた。図 1.1.2.3 にその振動系を示す。

この振動系において、各集中質点は、軸系をいくつか分割し、その質点間は、線形ばねで連続していると考え、さらに、各軸受部は、適当なばねによつて支えられているような振動系を考えた。各質点の質量は、適当に分割さ

れた軸の重量および、プロペラ重量から求めた。各質点間のばね定数は、 K_1 については、自由端に集中荷重をうける片持ちはり、また、 $K_2 \sim K_5$ は、軸受ごとに区切つて考え、中央に集中荷重をうける両端固定はりと考えて算出した。また、軸受部のばねについては、船尾管前後部軸受についてはリグナムタイトの弾性係数を、最後部軸受は、機関台板の剛性から適当に考えたものである。各値を表 1.1.7 に示す。なお計算時には船尾管前部軸受には、不感帯要素を考慮した。不感帯の状態を図 1.1.2.4 に示し、 A の値については、2 種類について行なつた。

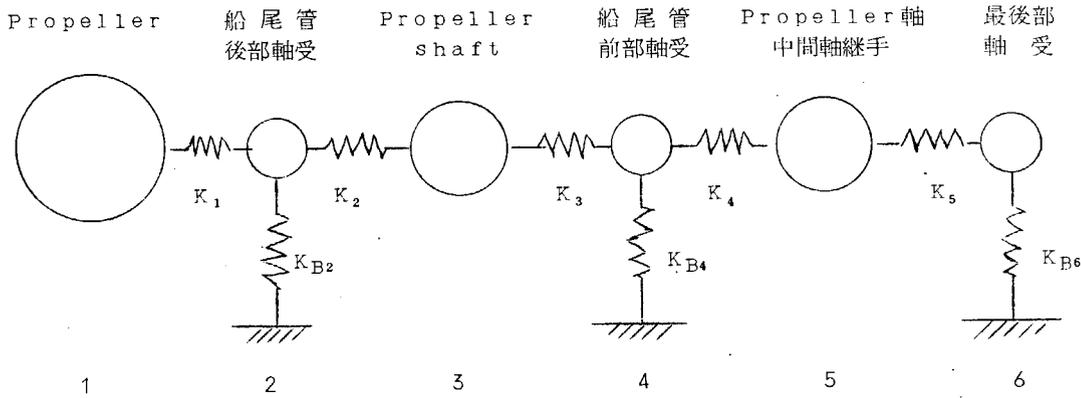


図 1.1.2.3

この系について、振動方程式をたてると次のようになる。

振動方程式

$$\begin{aligned}
 M_1 \ddot{x}_1 + K_1 x_1 - K_1 x_2 &= F_P \\
 M_2 \ddot{x}_2 + (K_1 + K_2 + K_{B2}) x_2 - K_1 x_1 - K_2 x_3 &= 0 \\
 M_3 \ddot{x}_3 + (K_2 + K_3) x_3 - K_2 x_2 - K_3 x_4 &= 0 \\
 M_4 \ddot{x}_4 + (K_3 + K_4 + K_{B4}) x_4 - K_3 x_3 - K_4 x_5 &= 0 \\
 M_5 \ddot{x}_5 + (K_4 + K_5) x_5 - K_4 x_4 - K_5 x_6 &= 0 \\
 M_6 \ddot{x}_6 + (K_5 + K_{B6}) x_6 - K_5 x_5 &= 0
 \end{aligned}$$

(c) 計算結果

計算結果として、船体振動への伝達力を考えるために、各軸受部の変位を示す。ゆえに、船体へ伝達される力としては、これらの軸受部変位に、軸受部ばね定数を掛けて、全部を加え合わせたものとなる。なお、本計算時の強制力 F_P は、約 $7.5 \times 10^4 \text{ Kg}$ に相当するものである。

- a) 不感帯要素のない場合 : 図 1.1.2.5 ~ 2.8
- b) $A = 0.25 \text{ mm}$ のとき : 図 1.1.2.9 ~ 3.2
- c) $A = 0.50 \text{ mm}$ のとき : 図 1.1.3.3 ~ 3.6

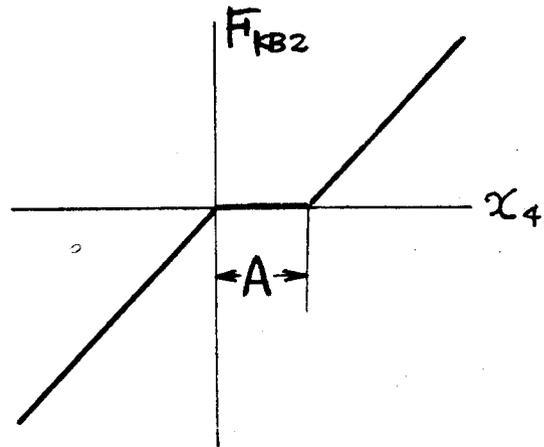


図 1.1.2.4 不感帯要素

表 1.1.7

No.	Mass ($\text{Kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{cm}^{-1}$)	K_n ($\text{Kg} \cdot \text{cm}^{-1}$)	$K_{B,n}$
1	2 4.8 6 6	$1.1 4 9 \times 10^5$	
2	1.1 2 1	$2.8 9 1 \times 10^6$	$5.4 0 \times 10^4$
3	5.1 0 5	2.8 9 1 "	
4	1.3 8 5	2.7 9 8 "	$5.4 0 \times 10^4$
5	4.4 1 0	2.7 9 8 "	
6	1.4 6 3		$1.0 0 \times 10^6$

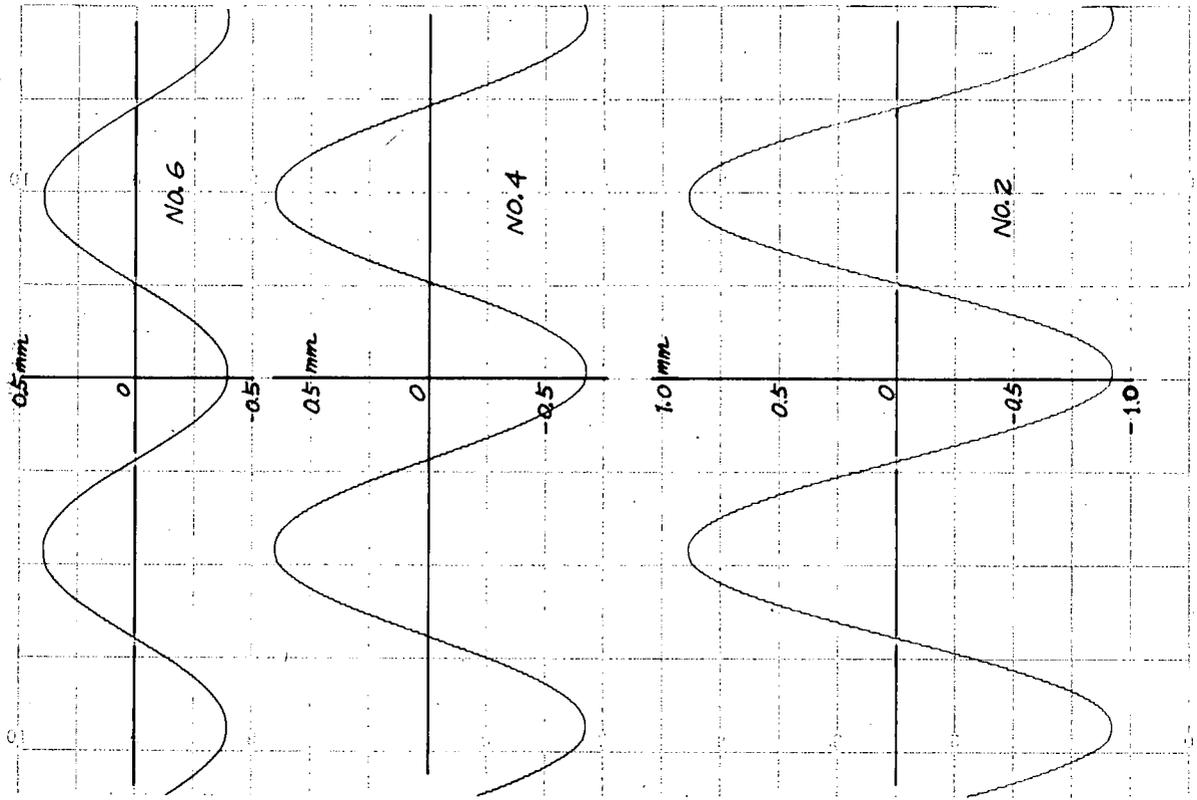


图 1.1.2.6 A=0 9.0 cps

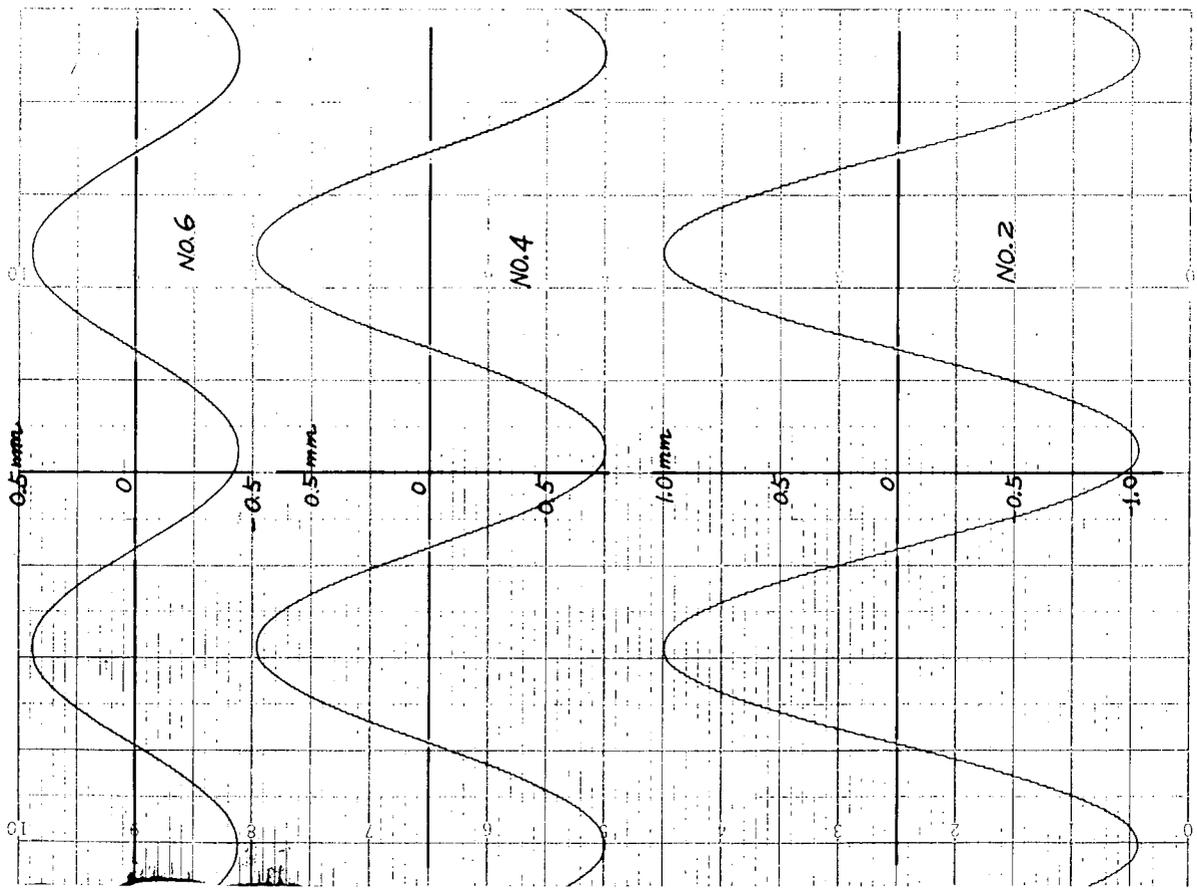


图 1.1.2.5 A=0 8.0 cps

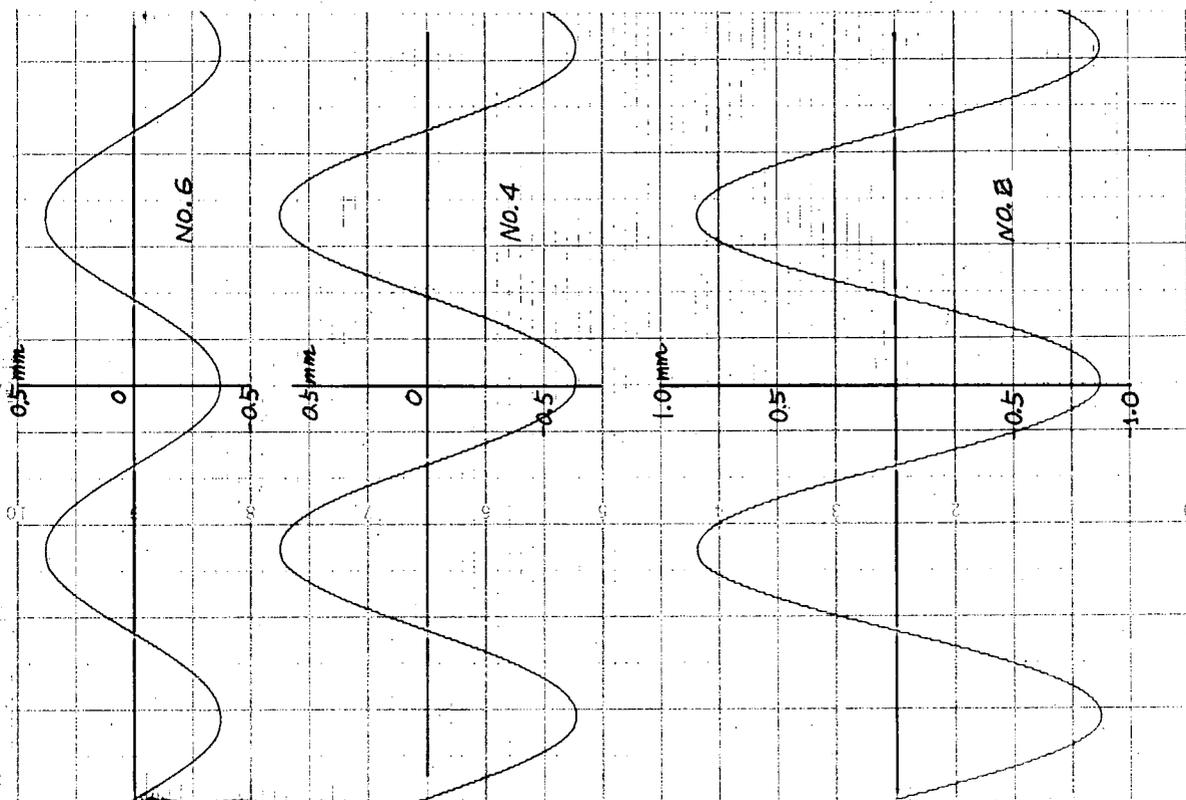


图 1.1.27 A=0 9.5 cps

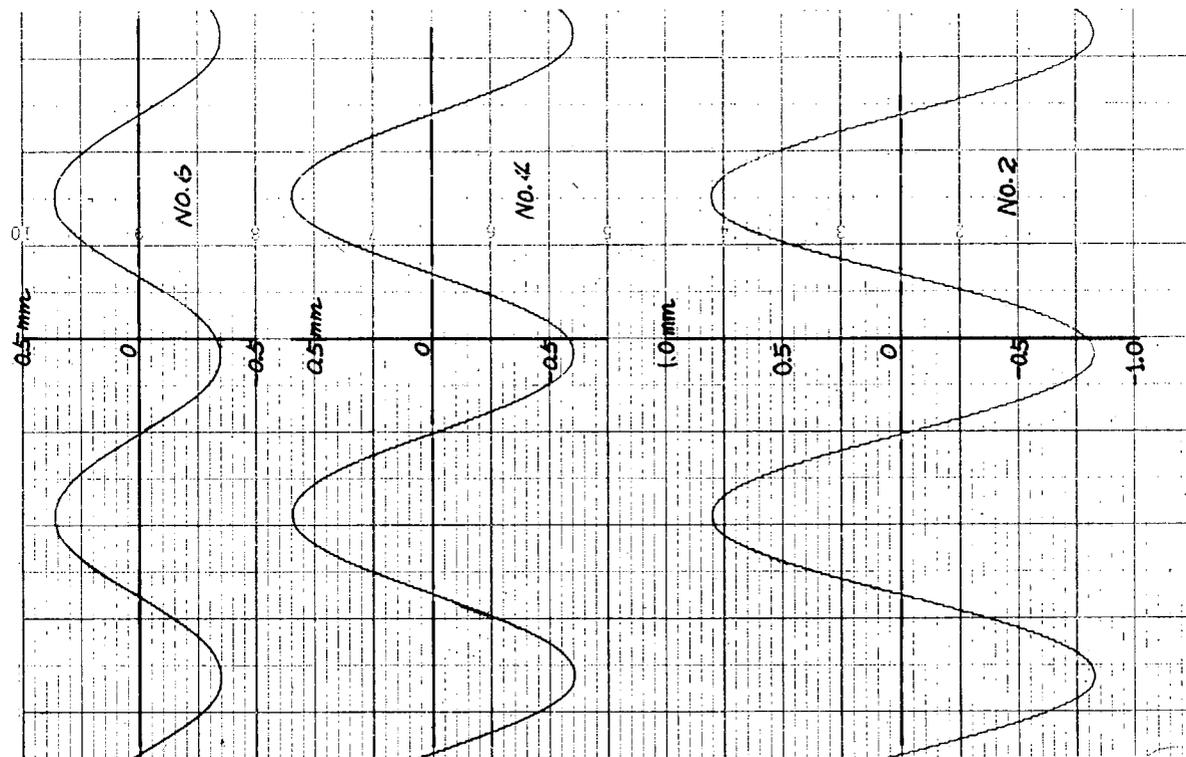


图 1.1.28 A=0 10.0 cps

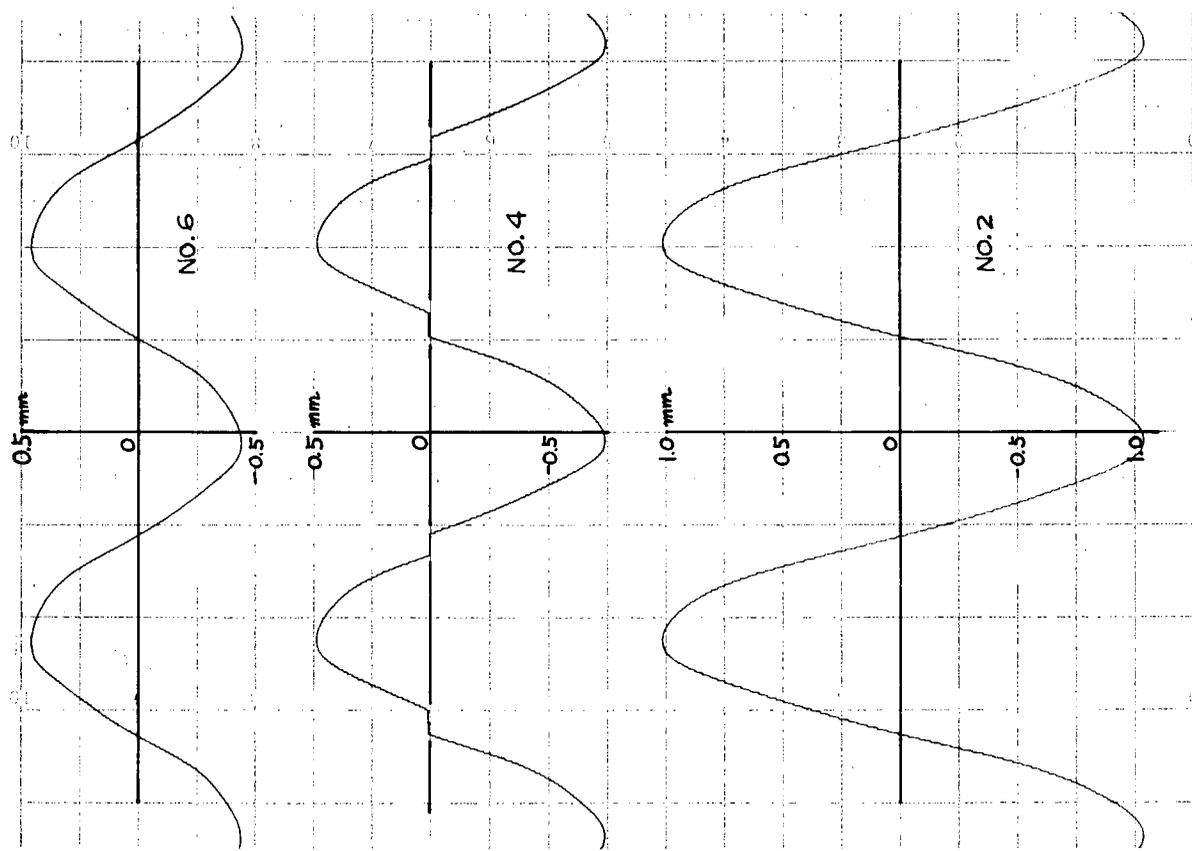


图 1.1.2.9 A=0.25 厘米 8.0 cps

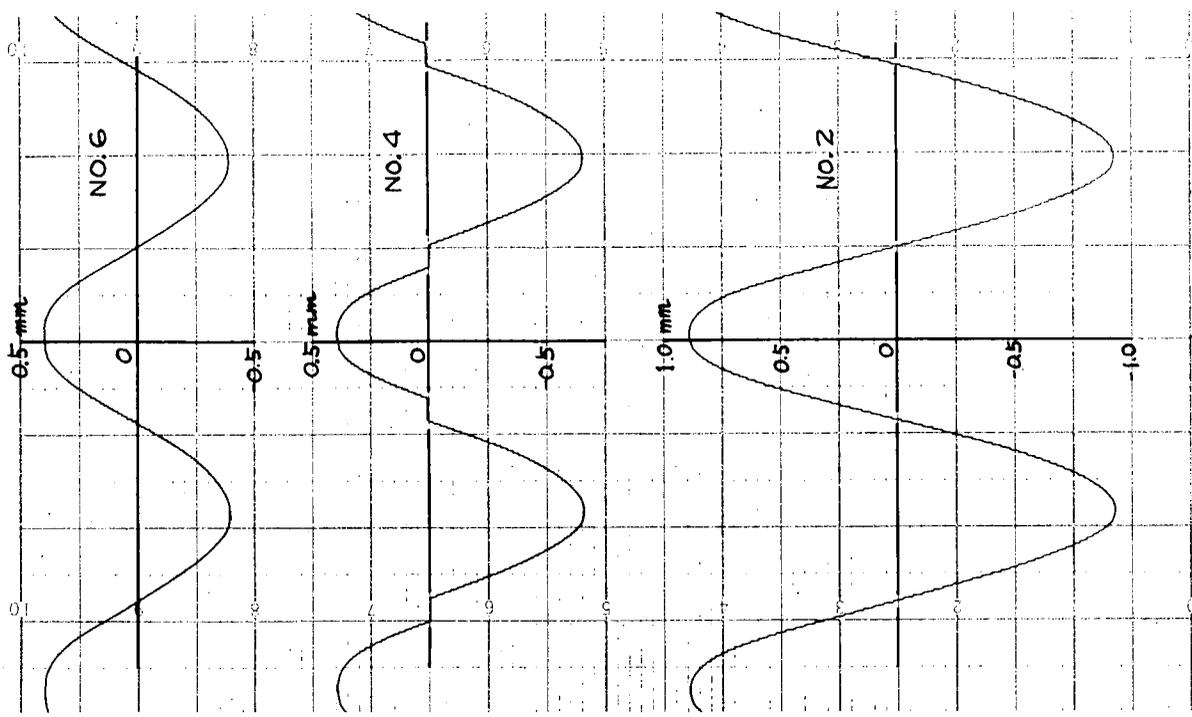


图 1.1.3.0 A=0.25 厘米 9.0 cps

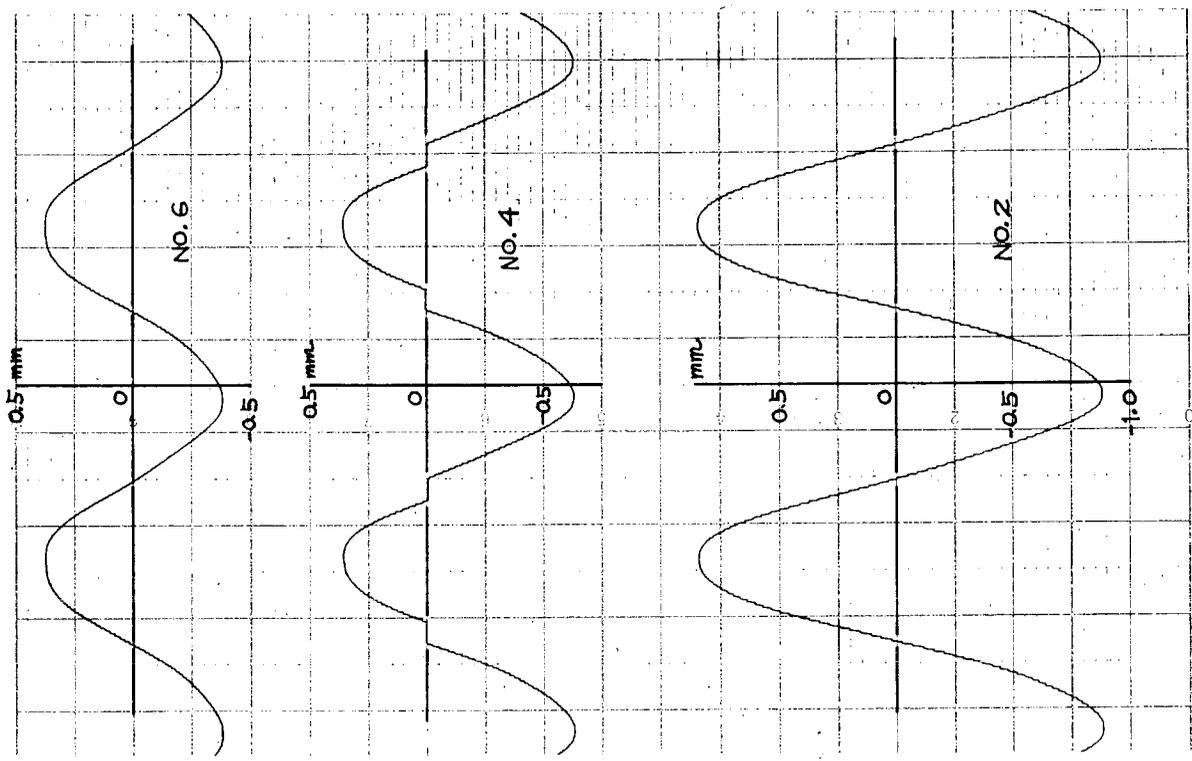


图 1.1.3.1 A = 0.25 mm 9.5 cps

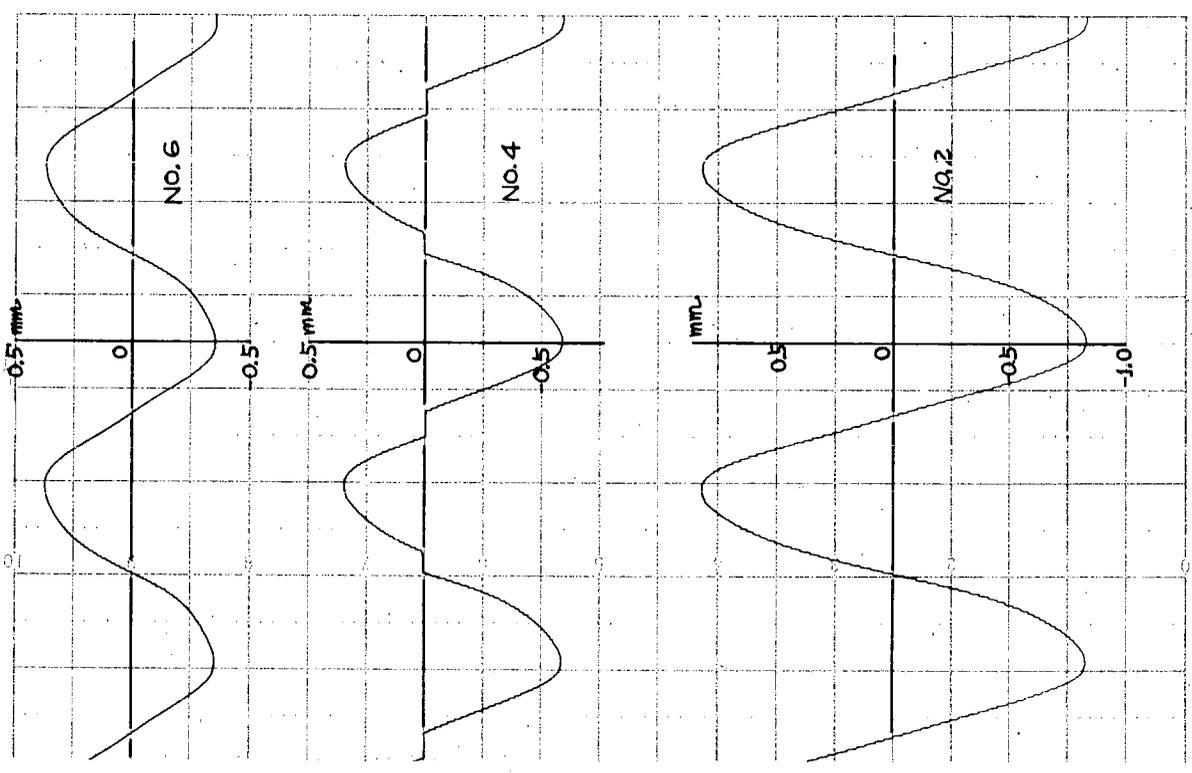


图 1.1.3.2 A = 0.25 mm 10.0 cps

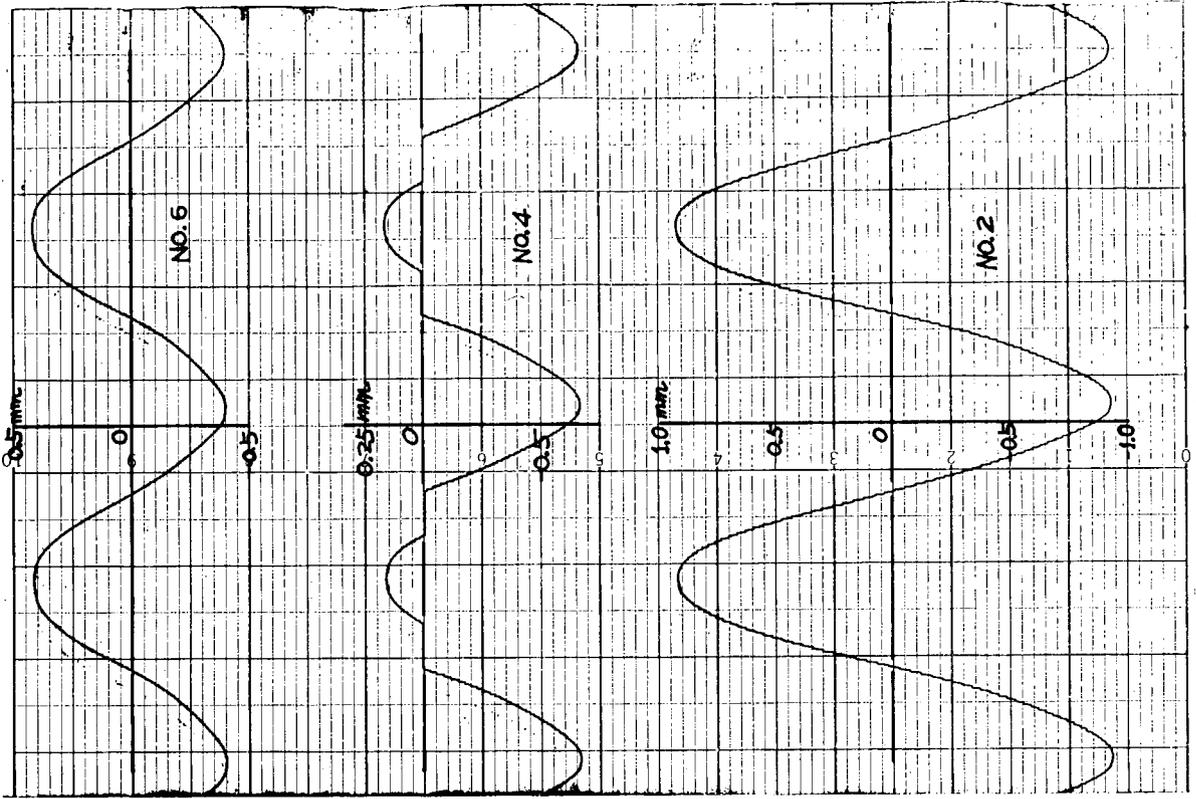


图 1.1.3.4 $A = 0.5 \text{ mm}$ 9.0 cps

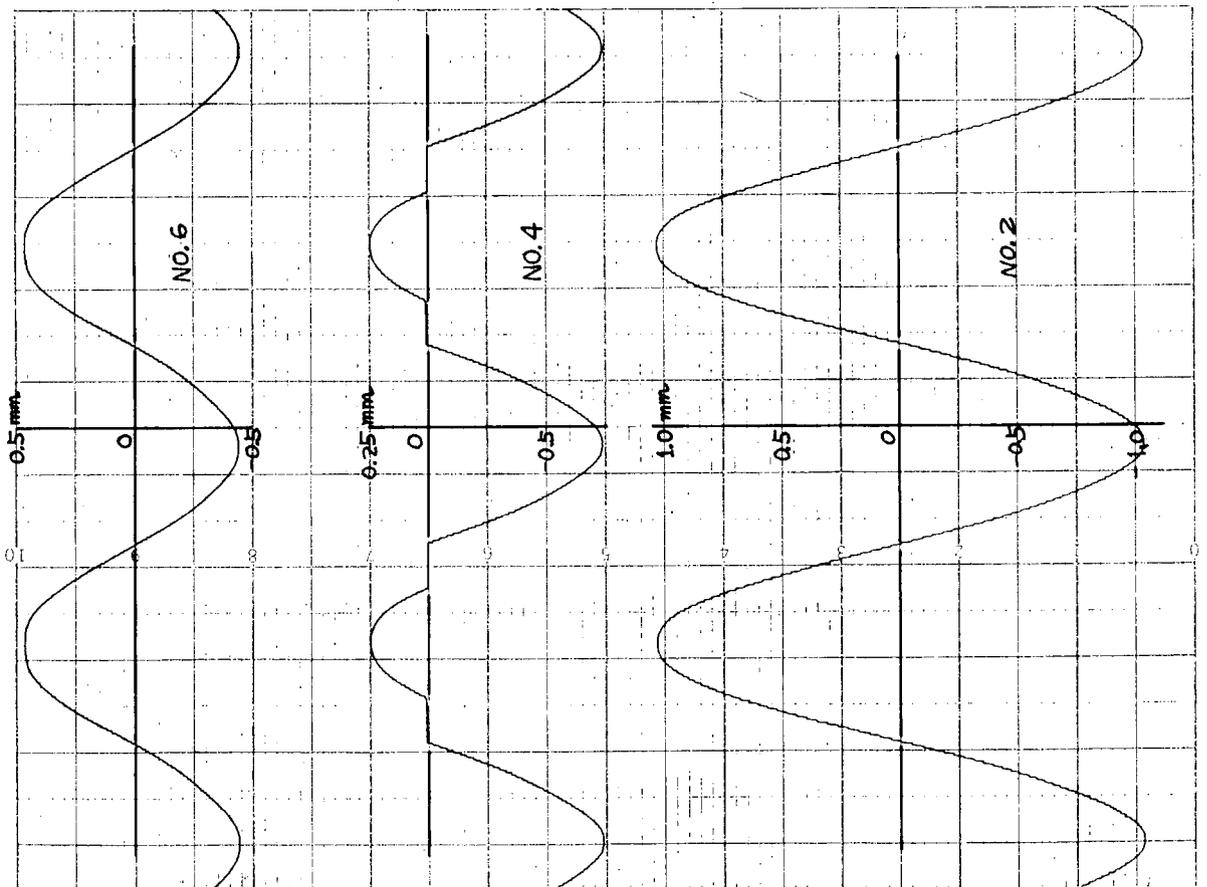


图 1.1.3.3 $A = 0.5 \text{ mm}$ 8.0 cps

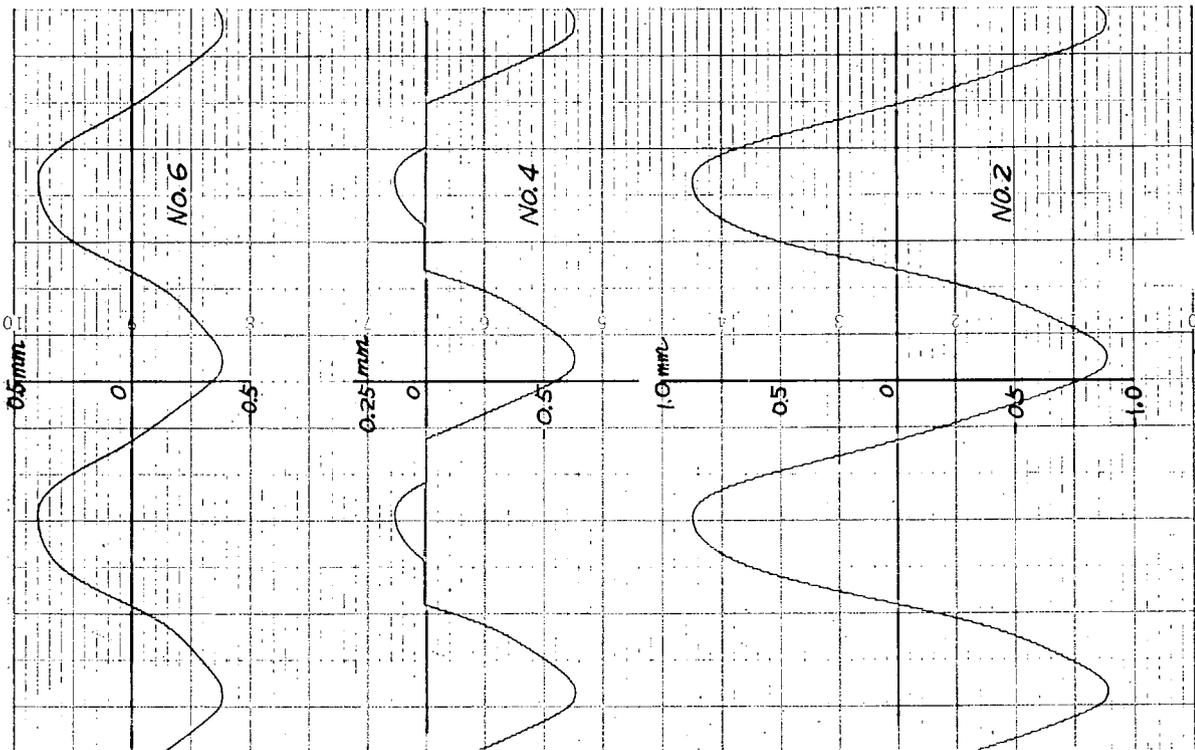


图 1.1.3.5 A = 0.5 厘米 9.5 cps

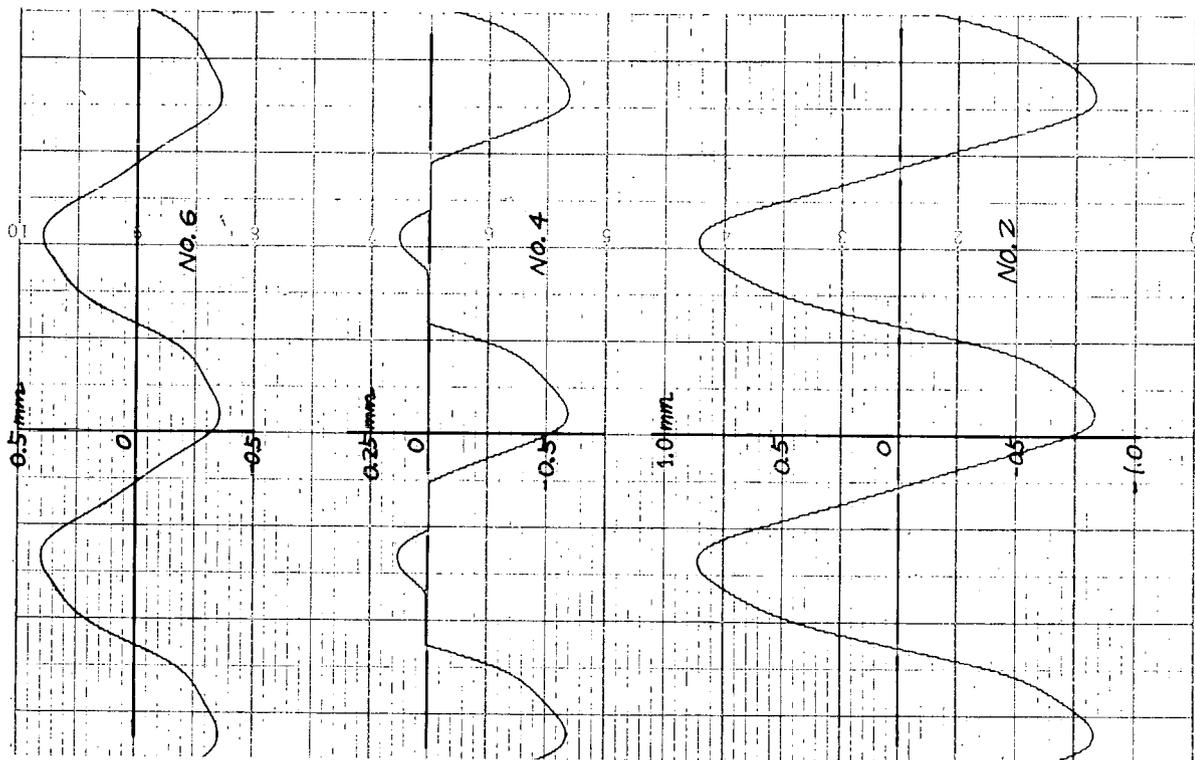


图 1.1.3.6 A = 0.5 厘米 10.0 cps

1.2 多点加振の理論解析

1.2.1 多自由度系の強制振動の方程式

n 自由度の強制振動の方程式は一般に次のように書ける。

$$\left. \begin{aligned} m_{i1}\ddot{x}_1 + m_{i2}\ddot{x}_2 + \dots + m_{in}\ddot{x}_n + k_{i1}x_1 + k_{i2}x_2 + \dots + k_{in}x_n \\ + c_{i1}\dot{x}_1 + c_{i2}\dot{x}_2 + \dots + c_{in}\dot{x}_n = F_i \\ i = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1.2.1)$$

(1.2.1) 式は行列で表わすと便利である。いま、

$$M = [m_{ij}], \quad K = [k_{ij}], \quad C = [c_{ij}]$$

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix}$$

とおくと、(1.2.1) 式は、

$$M\ddot{X} + CX + KX = F \dots \dots \dots (1.2.2)$$

となる。 M は質量、 K は復元力、 C は減衰を表わす行列である。 M, K, C では、

$$m_{ij} = m_{ji}, \quad k_{ij} = k_{ji}, \quad c_{ij} = c_{ji}$$

が成立ち、 M, K, C は、対称行列である。

1.2.2 固有振動数と振動モード

この系の固有振動数は、自由振動の方程式

$$M\ddot{X} + KX = 0 \dots \dots \dots (1.2.3)$$

から得られる。

$$x_i = A_i \sin(\omega t + \alpha), \quad i = 1, 2, \dots, n \dots \dots \dots (1.2.4)$$

を代入すると、

$$KA = \omega^2 MA \dots \dots \dots (1.2.5)$$

をうる。これより A が常に零でないための条件から得られる振動数方程式

$$|-\omega^2 M + K| = 0 \dots \dots \dots (1.2.6)$$

の根として ω^2 が求められる。(1.2.6) 式は ω^2 に関する n 次の代数方程式で、 ω^2 に関して n 個の根が求まる。これを小さいほうから $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ とする。

ある一つの固有円振動数 ω_j に対して、これを (1.2.5) 式に代入することによって、(1.2.4) 式の振幅 A の比が定まる。 A の成分を

$$A_1^{(j)}, A_2^{(j)}, \dots, A_n^{(j)}$$

とおく。 $A_1^{(j)}$ は固有円振動数 ω_j に対する一つの固有ベクトルであり、あるいはまたモードカーブを与えるものである。 $A_1^{(j)}$ は比のみが与えられるので、 $A_1^{(j)} = 1$ となるように表わすと便利である。これを $\varphi_1^{(j)}$ と書くことにする。

$$\varphi_1^{(j)} : \varphi_2^{(j)} : \dots : \varphi_n^{(j)} = 1 : \frac{A_2^{(j)}}{A_1^{(j)}} : \frac{A_3^{(j)}}{A_1^{(j)}} : \dots : \frac{A_n^{(j)}}{A_1^{(j)}} \dots \dots \dots (1.2.7)$$

である。 $\omega_j^2, \varphi_1^{(j)}$ を上のようにして求めることは自由度の多い系では、非常に困難であり、普通はホルツ法やマトリックス法および計算機を使用して計算される。

ここでは、 $\omega_j^2, \varphi_1^{(j)}$ はすでに求まっているものとする。なお、固有振動はお互いに直交性の条件が成立つ。これは固有ベクトル $\varphi_1^{(j)}$ を用いて次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n m_{jk} \varphi_j^{(i)} \varphi_k^{(r)} &= 0 \quad (i \neq r) \\ \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n k_{jk} \varphi_j^{(i)} \varphi_k^{(r)} &= 0 \quad (i \neq r) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.2.8)$$

慣性連成のない場合は、

$$m_{jk} = 0 \quad (j \neq k) \dots\dots\dots (1.2.9)$$

であるから、 $m_{jj} = m_j$ とおくと、

$$\sum_{j=1}^n m_j \varphi_j^{(i)} \varphi_j^{(r)} = 0 \dots\dots\dots (1.2.10)$$

となる。

1.2.3 基準振動への変換

基準振動に対する基準座標を y_1, y_2, \dots, y_n とし

$$Y = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1.2.11)$$

とする。

$$X = \Phi Y \dots\dots\dots (1.2.12)$$

の関係によつて、座標系を X から Y に変換する。変換の行列 Φ は、各固有振動に対する固有ベクトルによつて次のように選ぶ。

$$\Phi = \begin{pmatrix} \varphi_1^{(1)} & \varphi_1^{(2)} & \dots & \varphi_1^{(n)} \\ \varphi_j^{(1)} & \varphi_j^{(2)} & \dots & \varphi_j^{(n)} \\ \varphi_n^{(1)} & \varphi_n^{(2)} & \dots & \varphi_n^{(n)} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1.2.13)$$

(1.2.12) 式を (1.2.2) 式に代入すると、

$$M \Phi \ddot{Y} + K \Phi Y + C \Phi \dot{Y} = F$$

となる。これに左から Φ の転置行列 Φ^T を掛けてやると、

$$\Phi^T M \Phi \ddot{Y} + \Phi^T K \Phi Y + \Phi^T C \Phi \dot{Y} = \Phi^T F \dots\dots\dots (1.2.14)$$

となる。 Φ として固有ベクトルをとつてあるから、 M と K とは対角化される。しかし、 C の行列は一般には Φ によつて対角化されない。(1.2.14) 式で、第 i 番目の基準振動について書くと次のように書ける。

$$M_i \ddot{y}_i + K_i \dot{y}_i + \sum_{k=1}^n \mu_{ik} \dot{y}_k = \sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} F_k \dots\dots\dots (1.2.15)$$

ここで、 M_i, K_i, μ_{ik} は次のようになる。

$$M_i = \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n m_{jk} \varphi_j^{(i)} \varphi_k^{(i)} \dots\dots\dots (1.2.16)$$

$$K_i = \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n k_{jk} \varphi_j^{(i)} \varphi_k^{(i)} \dots\dots\dots (1.2.17)$$

$$\mu_{ik} = \sum_{j=1}^n \sum_{\ell=1}^n c_{j\ell} \varphi_j^{(i)} \varphi_\ell^{(k)} \dots\dots\dots (1.2.18)$$

ダンピングの項に対しては直交性の条件が成立たないので、基準座標に変換しても、ダンピングの項が各モードで連成することになる。

いま各モードの固有振動数は離れているとし、あるモードの共振点の近傍だけを考えることにすれば、

$$\sum_{k=1}^n \mu_{ik} y_k \approx \mu_{ii} \dot{y}_i \quad \dots\dots\dots (1.2.19)$$

と近似してもよい。このようなときには、(1.2.15)式は、

$$\left. \begin{aligned} M_i \ddot{y}_i + K_i y_i + \mu_{ii} \dot{y}_i &= \sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} F_k \\ i &= 1, 2, \dots, n \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.2.20)$$

となり、独立した n 個の振動となる。したがって1自由度の振動の場合と同じようにして解くことができる。

各モードに対する強制力は、各質量に動く外力 F_i とモードカーブ $\varphi_k^{(i)}$ との積の和となる。

$$F_k = P_{ks} \sin \omega t + P_{kc} \cos \omega t \quad \dots\dots\dots (1.2.21)$$

とおき、
$$P_i = \sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} F_k \quad \dots\dots\dots (1.2.22)$$

とおくと、

$$P_i = \left(\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{ks} \right) \sin \omega t + \left(\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{kc} \right) \cos \omega t$$

となる。

いま、

$$\left. \begin{aligned} \Lambda_i &= \sqrt{\left(\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{ks} \right)^2 + \left(\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{kc} \right)^2} \\ \beta_i &= \tan^{-1} \frac{\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{kc}}{\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{ks}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.2.23)$$

とおくと、

$$P_i = A_i \sin(\omega t + \beta_i) \quad \dots\dots\dots (1.2.24)$$

となり、 i 番目の基準振動に対する強制力の合力と位相が求まることになる。ゆえに、共振点では β_i よりさらに $\frac{\pi}{2}$ だけ位相がおくれることになる。

(1.2.24)の外力に対して、 y_i は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} y_i &= \frac{\frac{A_i}{M_i \omega_i^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_i^2}\right)^2 + \left(\frac{\mu_{ii}^2}{\omega_i^2 M_i^2}\right) \frac{\omega^2}{\omega_i^2}}} \sin(\omega t + \beta_i - \delta_i) \\ \delta_i &= \tan^{-1} \frac{\mu_{ii} \left(\frac{\omega}{\omega_i}\right)}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_i^2}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.2.25)$$

y_i が求まれば x_i は (1.2.12) 式から求まる。

$$x_i = \sum_{k=1}^n \varphi_i^{(k)} y_k \quad \dots\dots\dots (1.2.26)$$

1.2.4 機関架構の横振動の応答計算

機関架構の横振動を図 1.2.1 のようにモデル化した系を考えてみる。

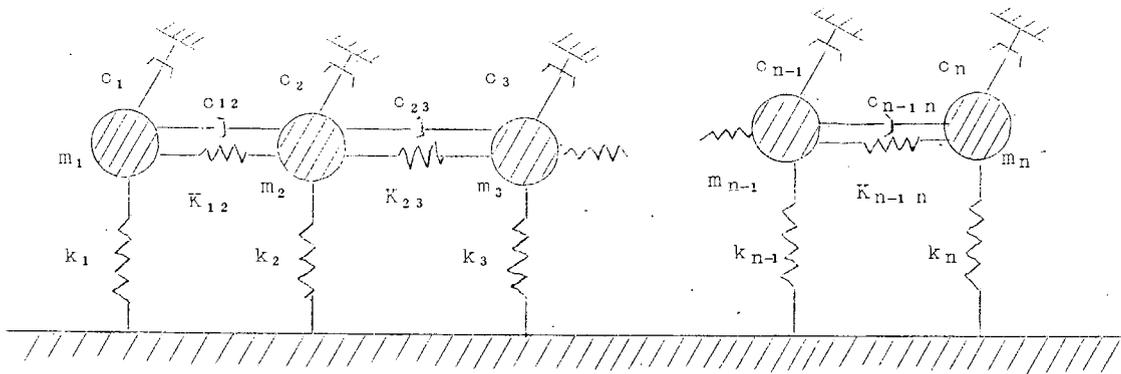


図 1.2.1

紙面に垂直な方向の変位を x_1, x_2, \dots, x_n とすると、運動方程式は

$$\left. \begin{aligned}
 m_j \ddot{x}_j + k_j x_j - K_{j-1,j} (x_{j-1} - x_j) + K_{j,j+1} (x_j - x_{j+1}) \\
 + c_j \dot{x}_j - c_{j-1,j} (\dot{x}_{j-1} - \dot{x}_j) + c_{j,j+1} (\dot{x}_j - \dot{x}_{j+1}) \\
 = F_j(t)
 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1.2.27)$$

$j = 1, 2, 3, \dots, n$

となる。ここで、 M, C, K なる行列を次のように定める。

$$M = \begin{pmatrix} m_1 & & & 0 \\ & m_2 & & \\ & & \dots & \\ 0 & & & m_n \end{pmatrix}$$

$$K = \begin{pmatrix} k_1 + K_{12}, & -K_{12}, & 0, & 0, & 0 \\ -K_{12}, & k_2 + K_{12} + K_{23}, & -K_{23}, & 0, & \\ 0, & -K_{23}, & k_3 + K_{23} + K_{34}, & -K_{34}, & \\ & & & \dots & \\ & & & & -K_{n-2,n-1}, k_{n-1} + K_{n-2,n-1} + K_{n-1,n}, & -K_{n-1,n} \\ 0, & & & & 0, & -K_{n-1,n}, & k_n + K_{n-1,n} \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} c_1 + c_{12}, & -c_{12}, & 0, & 0 \\ -c_{12}, & c_2 + c_{12} + c_{23}, & -c_{23}, & \\ 0, & & \dots & \\ & & & c_{n-1} + c_{n-2,n-1} + c_{n-1,n}, & -c_{n-1,n} \\ 0, & & & -c_{n-1,n}, & c_n + c_{n-1,n} \end{pmatrix}$$

(1.2.27) は、
 $M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \dots \dots \dots (1.2.28)$

となる。以下は 1.2.3 項で述べた方法をそのまま適用すればよいが、ここでは、特別な場合として、

$$\left. \begin{aligned}
 m_1 = m_2 = \dots \dots \dots m_n = m \\
 k_1 = k_2 = \dots \dots \dots k_n = k \\
 K_{12} = K_{23} = \dots \dots \dots K_{n-1,n} = K \\
 c_1 = c_2 = \dots \dots \dots c_n = c \\
 c_{12} = c_{23} = \dots \dots \dots c_{n-1,n} = r
 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1.2.29)$$

なる場合を考える。この場合、KとCは次のようになる。

$$K = \begin{pmatrix} k+K & -K & 0 & 0 \\ -K & k+2K & -K & \\ & & k+2K & -K \\ 0 & & -K & k+K \end{pmatrix} = k \begin{pmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ -1 & 2 & -1 & \\ & & 2 & -1 \\ 0 & & -1 & 1 \end{pmatrix}$$

$$C = \begin{pmatrix} c+r & -r & & 0 \\ -r & c+2r & -r & \\ & & c+2r & -r \\ 0 & & -r & c+r \end{pmatrix}$$

KとCとは同じ形の行列式であるので、同時に対角化される。

いま、(1.2.29)の条件を満たす系の固有円振動数 ω_i と、それに対応する固有ベクトル $\varphi_k^{(i)}$ が求まっているものとする。実際の系では、小さいほうの固有円振動数と固有ベクトルがホルツァ法等から3次くらいまで求まっていれば十分である。

この場合、直交性の条件は、

$$\sum_{j=1}^n m_j \varphi_j^{(i)} \varphi_j^{(r)} = m \sum_{j=1}^n \varphi_j^{(i)} \varphi_j^{(r)} = 0 \quad i \neq r$$

より、
$$\sum_{j=1}^n \varphi_j^{(i)} \varphi_j^{(r)} = 0 \quad \dots\dots\dots (1.2.30)$$

となる。

いま、i 次の基準振動について考える。基準座標系での質量 M_i ,ばね定数 K_i ,粘性係数 μ_i は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} M_i &= m \sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)2} \\ K_i &= (k + \alpha_i K) \sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)2} \\ \mu_i &= (c + \alpha_i r) \sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.2.31)$$

ただし、 α_i は、

$$\alpha_i = \frac{1}{\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)2}} \left(\varphi_1^{(i)} \varphi_2^{(i)} \dots \varphi_n^{(i)} \right) \begin{pmatrix} 1 & -1 & 0 & & 0 \\ -1 & 2 & -1 & & \\ 0 & -1 & 2 & & \\ & & & \ddots & \\ & & & -1 & 2 & -1 \\ 0 & & & 0 & -1 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varphi_1^{(i)} \\ \varphi_2^{(i)} \\ \vdots \\ \varphi_n^{(i)} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1.2.32)$$

より求める。

この系では、 $\varphi_1^{(1)} = \varphi_2^{(1)} = \dots \varphi_n^{(1)} = 1$ であり、これはH形を与えるものであり、

$$\alpha_i = 0 \quad \dots\dots\dots (1.2.33)$$

である。

α_i の値は、3 次のモードまで求めてみると次のようになる。

表 1.2.1 α_i の値

質量数 n	α_1	α_2	α_3
3	0	1.0	3.0
4	0	0.586	2.0
5	0	0.382	1.38
6	0	0.268	1.0
7	0	0.198	0.753
8	0	0.152	0.586
9	0	0.121	0.468
10	0	0.098	0.382
11	0	0.081	0.317
12	0	0.068	0.268

よつて、 i 次の基準振動は、

$$M_i \ddot{y}_i + \mu_i \dot{y}_i + K_i y_i = \sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} F_k = P_i(t) \quad \dots\dots\dots (1.2.34)$$

または、

$$m \ddot{y}_i + (c + \alpha_i r) \dot{y}_i + (k + \alpha_i K) y_i = \frac{\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} F_k}{\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)2}} \quad \dots\dots\dots (1.2.35)$$

となる。 F_k が

$$F_k = P_{sk} \sin \omega t + P_{ck} \cos \omega t$$

のときは、

$$\left. \begin{aligned} A_i &= \sqrt{\left(\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{sk}\right)^2 + \left(\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{ck}\right)^2} \\ \beta_i &= \tan^{-1} \frac{\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{ck}}{\sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} P_{sk}} \\ \omega_i^2 &= \frac{K_i}{M_i} = \frac{k + \alpha_i K}{m} \\ 2\xi_i &= \frac{\mu_i}{\sqrt{M_i K_i}} = \frac{c + \alpha_i r}{\sqrt{m(k + \alpha_i K)}} \\ \delta_i &= \tan^{-1} \frac{2\xi_i \frac{\omega}{\omega_i}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_i^2}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.2.36)$$

とおくと、

$$y_i = \frac{A_i}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_i^2}\right)^2 + 4\xi_i^2 \left(\frac{\omega}{\omega_i}\right)^2}} \sin(\omega t + \beta_i - \delta_i) \quad \dots\dots\dots (1.2.37)$$

となる。

ダンピングの値は実際にははつきりした値はわからないが、たとえば、H形の共振点の値を計測することにより、 c の値を逆算することができる。(H形では $\alpha_1 = 0$) X形およびx形の共振点の値から、 r の値を求めることができる。

No.1の質量で計測される応答は、

$$x_1 = y_1 + y_2 + y_3 + \dots \quad (1.2.38)$$

i番目の質量で計測されるものは、

$$x_i = \varphi_i^{(1)} y_1 + \varphi_i^{(2)} y_2 + \varphi_i^{(3)} y_3 + \dots \quad (1.2.39)$$

となる。各固有振動数が十分離れているときは、各モードが独立に計測されるが、固有振動数が近い場合は、両方のモードの和が計測されることになる。

1.2.5 6質点系多点加振の計算例

(NKアナログ計算機による応答の解析、1.1節参照)

加振の仕方によつて、振動の応答がどのようになるかを知るには、各基準振動に対する強制力を計算する必要がある。ここでは、H形、X形、x形の三つのモードの振動について求めてみる。各基準振動の固有ベクトル $\varphi_k^{(i)}$ は次のようになる。

質量番号	$\varphi_k^{(1)}$ H形	$\varphi_k^{(2)}$ X形	$\varphi_k^{(3)}$ x形
1	1.000	1.000	1.000
2	1.000	0.732	0.000
3	1.000	0.268	-1.000
4	1.000	-0.268	-1.000
5	1.000	-0.732	0.000
6	1.000	-1.000	1.000

(1) No.1のみを加振した時

各質点の強制力は、

$$F_1(t) = P_0 \sin \omega t$$

$$F_2 = F_3 = \dots = F_6 = 0$$

となる。基準振動に対する $\sum \varphi_k^{(i)} F_k$ を、 $i = 1, 2, 3$ について P_H, P_X, P_x と表わすことにすると、この場合は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} P_H &= P_0 \sin \omega t \\ P_X &= P_0 \sin \omega t \\ P_x &= P_0 \sin \omega t \end{aligned} \right\}$$

この振動をNo.1の質量について観察すれば、いずれのモードも共振点での位相は F_1 より 90° おくれたところにある。ダンピングが同じであれば、振幅は高次のものほど小さくなる。

(2) 1-6-2-4-3-5の順に 60° ずつ位相がおくれている場合

外力は、

$$F_1 = P_0 \sin \omega t$$

$$F_2 = P_0 \sin \left(\omega t - \frac{2}{3} \pi \right)$$

$$F_3 = P_0 \sin \left(\omega t - \frac{4}{3} \pi \right)$$

$$F_4 = P_0 \sin (\omega t - \pi)$$

$$F_5 = P_0 \sin \left(\omega t - \frac{5}{3} \pi \right)$$

$$F_6 = P_0 \sin \left(\omega t - \frac{\pi}{3} \right)$$

である。よつて、

$$F = \begin{pmatrix} 1 \\ -0.5 \\ -0.5 \\ -1 \\ 0.5 \\ 0.5 \end{pmatrix} P_0 \sin \omega t + \begin{pmatrix} 0 \\ -0.866 \\ +0.866 \\ 0 \\ +0.866 \\ -0.866 \end{pmatrix} P_0 \cos \omega t$$

である。

各モードに作用する強制力は次のようになる。

$$\begin{cases} P_H = 0 \\ P_X = -0.098 P_0 \sin \omega t - 0.098 \sqrt{3} P_0 \cos \omega t = 0.196 P_0 \sin \left(\omega t - \frac{2}{3} \pi \right) \\ P_x = 3.0 P_0 \sin \omega t - \sqrt{3} P_0 \cos \omega t = 3.464 P_0 \sin \left(\omega t - \frac{\pi}{6} \right) \end{cases}$$

ゆえに、この加振のH形はほとんど出ないことが予想される。この振動をNo.1の質量で観察すれば共振点では、 F_1 の方向を基準として、

$$X \text{形} : -210^\circ$$

$$x \text{形} : -120^\circ$$

なる方向の位相を持つことが予想される。

また、x形の振動が大きく現われることが予想される。

(3) 1-3-5-2-4-6の順に60°ずつ位相がおくれている場合

外力は、

$$\begin{cases} F_1 = P_0 \sin \omega t \\ F_2 = P_0 \sin (\omega t - \pi) \\ F_3 = P_0 \sin \left(\omega t - \frac{\pi}{3} \right) \\ F_4 = P_0 \sin \left(\omega t - \frac{4}{3} \pi \right) \\ F_5 = P_0 \sin \left(\omega t - \frac{2}{3} \pi \right) \\ F_6 = P_0 \sin \left(\omega t - \frac{5}{3} \pi \right) \end{cases}$$

となる。よつて、

$$F = \begin{pmatrix} 1 \\ -1 \\ 0.5 \\ -0.5 \\ -0.5 \\ 0.5 \end{pmatrix} P_0 \sin \omega t + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0.866 \\ +0.866 \\ -0.866 \\ +0.866 \end{pmatrix} P_0 \cos \omega t$$

である。ゆえに、

$$\begin{cases} P_H = 0 \\ P_X = 0.402 P_0 \sin \omega t - 0.402 \sqrt{3} P_0 \cos \omega t = 0.804 \sin \left(\omega t - \frac{\pi}{3} \right) \\ P_x = 1.5 P_0 \sin \omega t + 0.5 \sqrt{3} P_0 \cos \omega t = 1.732 \sin \left(\omega t + \frac{\pi}{6} \right) \end{cases}$$

となる。

この場合は、H形はほとんど出ないであろう。X形とx形の振動をNo.1の質量で観察すれば、共振点では、 F_1 の方向を基準にして、

X形 : -150°

x形 : -60°

なる方向の位相を持つことが予想される。

(4) 1-2-3-4-5-6の順に 60° ずつ位相のずれている場合

外力は、

$$F_1 = P_0 \sin \omega t$$

$$F_2 = P_0 \sin (\omega t - \frac{\pi}{3})$$

$$F_3 = P_0 \sin (\omega t - \frac{2}{3}\pi)$$

$$F_4 = P_0 \sin (\omega t - \pi)$$

$$F_5 = P_0 \sin (\omega t - \frac{4}{3}\pi)$$

$$F_6 = P_0 \sin (\omega t - \frac{5}{3}\pi)$$

となる。よつて、

$$F = \begin{pmatrix} 1.0 \\ 0.5 \\ -0.5 \\ -1.0 \\ -0.5 \\ 0.5 \end{pmatrix} P_0 \sin \omega t + \begin{pmatrix} 0 \\ -0.866 \\ -0.866 \\ 0 \\ 0.866 \\ 0.866 \end{pmatrix} P_0 \cos \omega t$$

である。ゆえに、

$$\begin{cases} P_H = 0 \\ P_X = 1.366 P_0 \sin \omega t - 1.366 \sqrt{3} P_0 \cos \omega t = 2.732 P_0 \sin (\omega t - \frac{\pi}{3}) \\ P_x = 3.0 P_0 \sin \omega t + \sqrt{3} P_0 \cos \omega t = 3.464 \sin (\omega t + \frac{\pi}{6}) \end{cases}$$

となる。

この場合は、H形はほとんど出ないことが予想される。X形とx形は大きく現われるであろう。X形とx形の振動を m の質量で観察すれば、共振点では、 F_1 の方向を基準として、

X形 : -150°

x形 : -60°

なる方向の位相をもつことが予想される。

以上に述べた予想は1.1節に示されているようにアナログ計算機の応答記録より確かめられた。

おのおのの振動モードに対する強制力を小さくするには、

$$P_i = \sum_{k=1}^n \varphi_k^{(i)} F_k \dots\dots\dots (1.2.40)$$

を小さくすることが必要である。

1.3 クランク軸系のねじり縦連成振動の数値解析

1.3.1 研究目的

クランク軸系のねじり縦連成振動変位と振動心力を求めるための電算機プログラムの開発と42年度の実船計測データとの比較を行なう。

1.3.2 一般説明

プログラムの概略フローチャートを図1.3.1に、フローチャートの説明を1.3.3項に記す。物理行列構成プログラム STPHYS と固有値問題解法プログラム HÖLN が主要なプログラムで1.3.4項に STPHYS の構成の基本方針を、1.3.5項に HÖLN のフローチャートを示す。

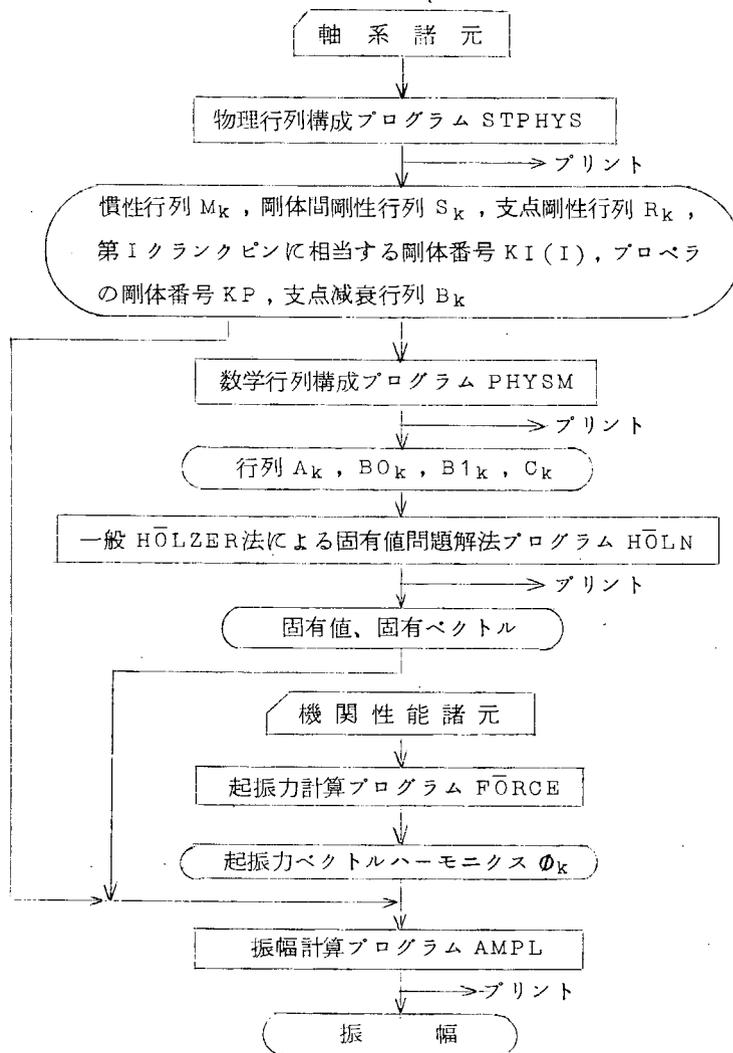


図 1.3.1 連成振動計算プログラム概略フローチャート (情報フロー)

1.3.3 フローチャートの説明

連成振動の式 (昭和42年度SR94報告書その2、P.191) を解きやすくするため非線形項その他を省略し次の形にする。

$$\begin{aligned}
 & -S_{k-1} H_{k,k-1} \Psi_{k-1} + (S_{k-1} + R_k + G_{k,k+1} S_k H_{k+1,k}) \Psi_k + B_k \dot{\Psi}_k \\
 & + M_k \ddot{\Psi}_k - G_{k,k+1} S_k \Psi_{k+1} = \Phi_k \dots\dots\dots (1.3.1)
 \end{aligned}$$

ただし、 Φ_k にはクランク軸の回転による遠心力が含まれているが、振動成分を考えると無視してよい。

まず自然振動形を求めるため (1.3.1) 式の減衰項と起振力項を削った次式を解く。

$$\begin{aligned}
 & -S_{k-1} H_{k,k-1} \Psi_{k-1} + (S_{k-1} + R_k + G_{k,k+1} S_k H_{k+1,k}) \times \Psi_k + M_k \ddot{\Psi}_k \\
 & - G_{k,k+1} S_k \Psi_{k+1} = 0 \quad \dots\dots\dots (1.3.2)
 \end{aligned}$$

(1.3.2) 式は

$$\left. \begin{aligned}
 A_k &= -S_{k-1} H_{k,k-1} \\
 B0_k &= S_{k-1} + R_k + G_{k,k+1} S_k H_{k+1,k} \\
 B1_k &= M_k \\
 C_k &= -G_{k,k+1} S_k
 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1.3.3)$$

とおくと、次の形になる。

$$A_k \Psi_{k-1} + B0_k \Psi_k + B1_k \ddot{\Psi}_k + C_k \Psi_{k+1} = 0 \quad \dots\dots\dots (1.3.4)$$

ここで、

$$\Psi_k = Y_k \sin \omega t \quad \dots\dots\dots (1.3.5)$$

とすると、

$$A_k Y_{k-1} + (B0_k - \omega^2 B1_k) Y_k + C_k Y_{k+1} = 0 \quad \dots\dots\dots (1.3.6)$$

(1.3.6) 式を解いて固有値 ω^2 と固有ベクトル Y_k を求める。次にエネルギー法により共振振幅を求める。

1.3.4 STPHYS プログラムの基本的考え

このプログラムの目的は、クランク軸と軸受の構造寸法諸元から連成振動モデルの慣性行列 M_i 、剛性行列 S_i および軸受剛性行列 R_i を計算することである。

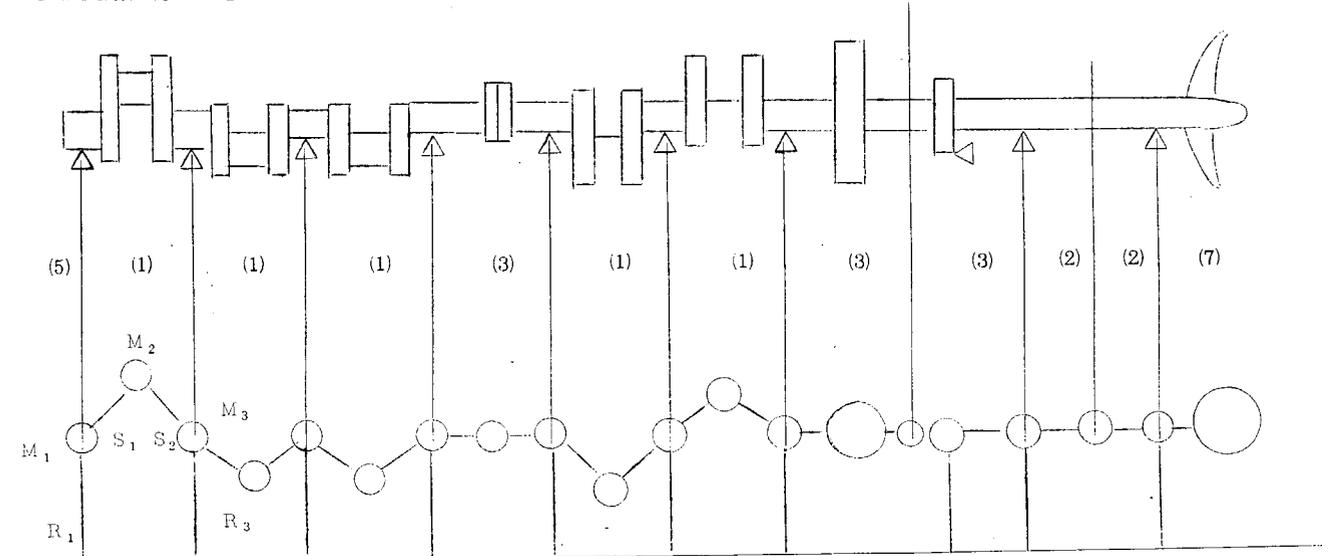


図 1.3.2

上の目的のためクランク軸系を次の7種の部分の連鎖とみなす。

(1) クランク部

図 1.3.3-a のように前端で主軸受に支えられ、ピンにコンロッド大端質量が入つたものでピン mass 抜穴、バランスウエイトがあつてもよい。これは図 1.3.3-b のような等価剛体、ばね系に対応させる。

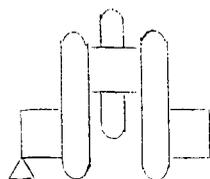


図 1.3.3-a

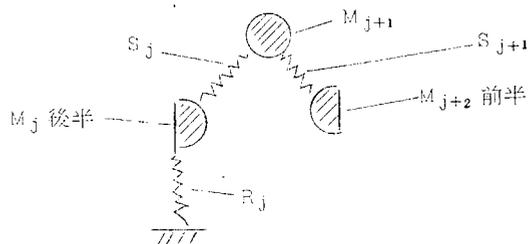


図 1.3.3-b

(2) 丸軸部

図 1.3.4 - a のように前端で軸受で支えられた一様な中空丸軸。これは前側剛体、後側剛体を持つ図 1.3.4 - b の系でおきかえる。

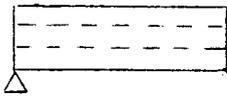


図 1.3.4 - a

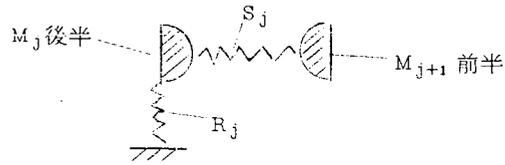


図 1.3.4 - b

実際に前端に軸受がないときは $R_j = 0$ と考えればよい。

(3) 円板付丸軸部 A

図 1.3.5 - a のように前端で軸受に支えられた一様な中空丸軸の途中に円板が入つたもの。円板は密度、直径、厚さで指定する。また円板には両側の中空丸軸の孔が貫通しているものとする。これは図 1.3.5 - b の系におきかえる。

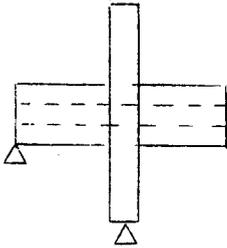


図 1.3.5 - a

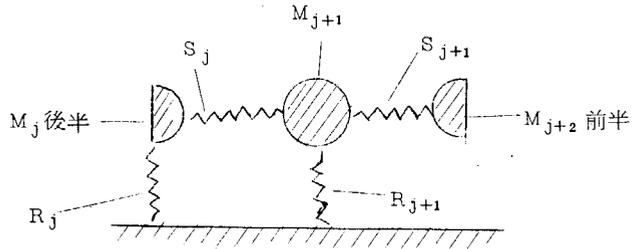


図 1.3.5 - b

(4) 円板付丸軸部 B

内容は(3)と同じであるが、円板を質量と軸心まわりの慣性モーメントで指定する。

(5) 前端丸軸部

図 1.3.6 - a のような部分を図 1.3.6 - b のようにおきかえる。

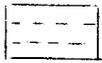


図 1.3.6 - a

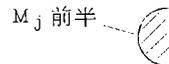


図 1.3.6 - b

(6) 後端丸軸部

図 1.3.7 - a のような部分 (これ自体は図 1.3.6 - a と同じ) を図 1.3.7 - b の系でおきかえる。



図 1.3.7 - a

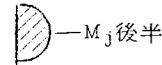


図 1.3.7 - b

(7) プロペラ部

図 1.3.8 - a を図 1.3.8 - b におきかえる。

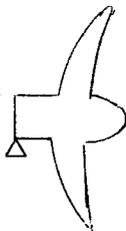


図 1.3.8 - a

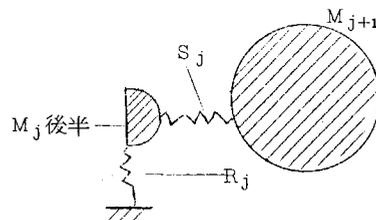


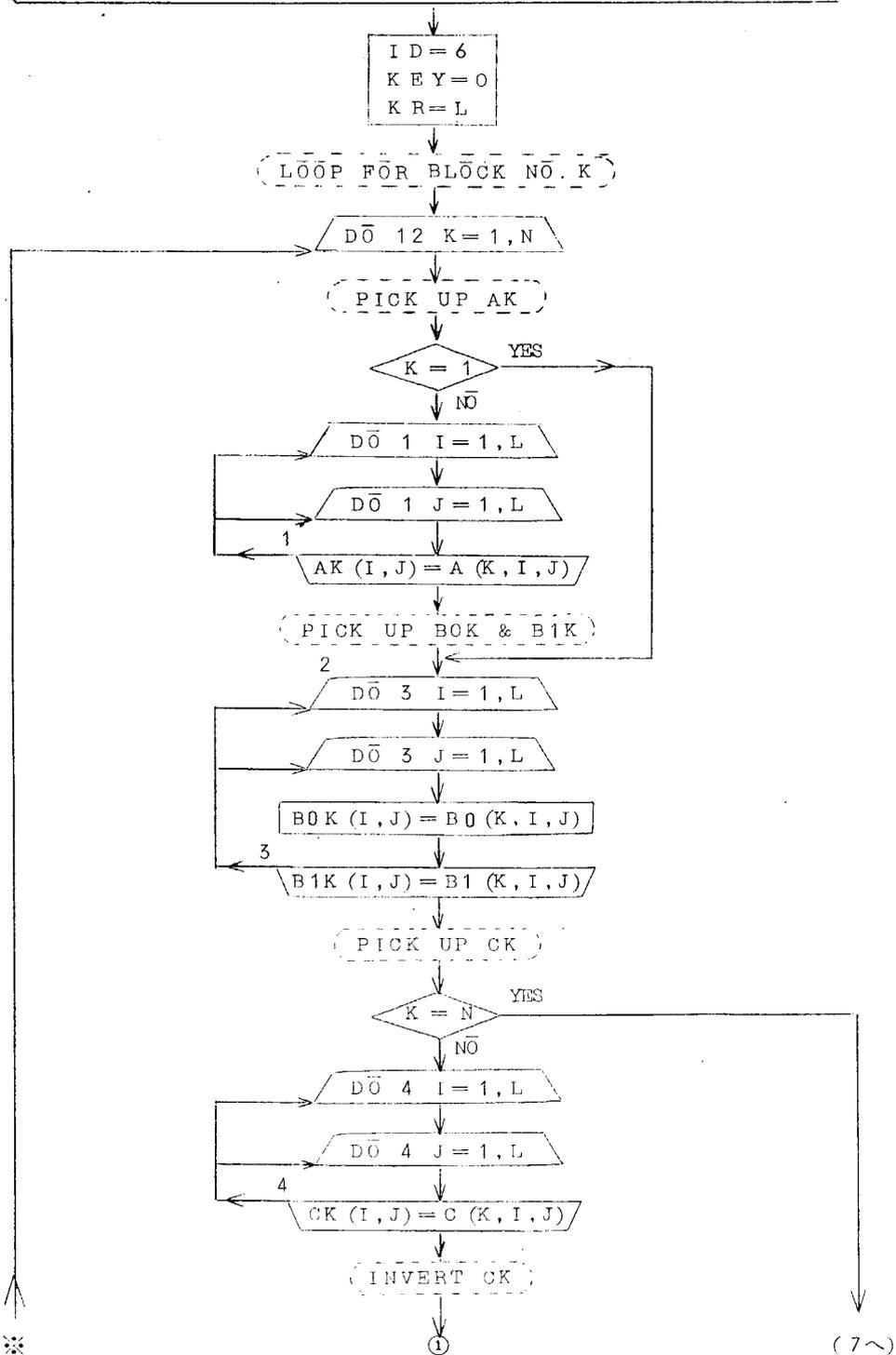
図 1.3.8 - b

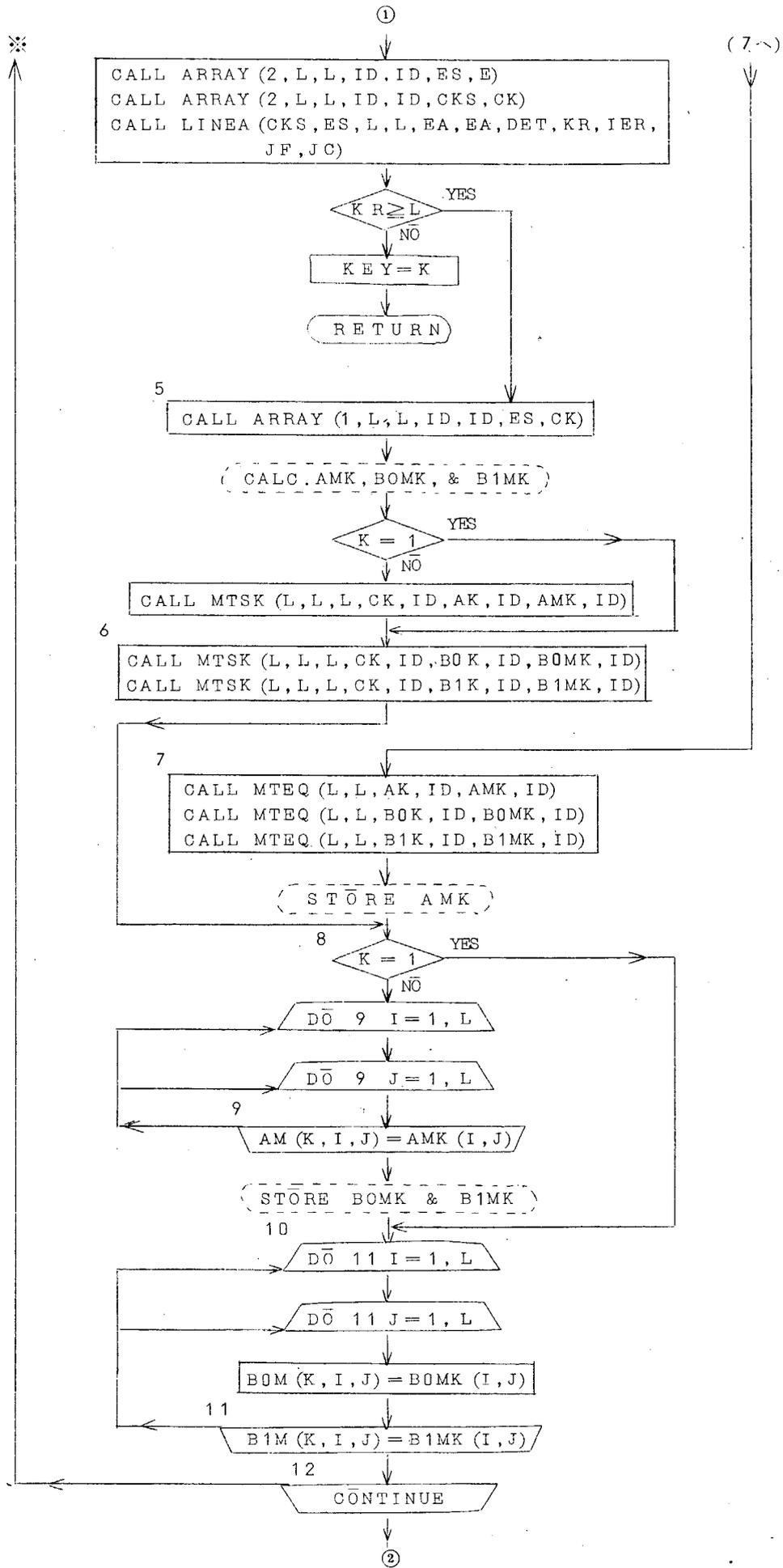
プロペラについては質量と軸心まわりの慣性モーメントを与える。

なお、(1)~(4)の各部分が船首端にあるときは M_j 後半は M_j そのものになり、船尾端にあるときは M_{j+1} 前半 (または M_{j+2} 前半) は M_{j+1} (または M_{j+2}) そのものになる。

1.3.5 一般HOLZER法による固有値問題の解HÖLNフローチャート

SUBROUTINE HÖLN (A, B0, B1, C, N, L, ND, LD, KEY, EA, X, EV, DEV, EVER, EVD, NMÖDE)
 DIMENSION A (ND, LD, LD), B0 (ND, LD, LD), B1 (ND, LD, LD), C (ND, LD, LD), X (ND, LD, LD)
 DIMENSION AM (30, 6, 6), BOM (30, 6, 6), B1M (30, 6, 6), B (30, 6, 6), D (30, 6, 6), AK (6, 6), B1K (6, 6), CK (6, 6), E (6, 6), AMK (6, 6), B0MK (6, 6), B1MK (6, 6), BMK (6, 6), DKM1 (6, 6), DK (6, 6), DKP1 (6, 6), WKM1 (6, 6), WKM2 (6, 6), CKS (36), ES (36), R (6), X1 (6), XK (6)
 DIMENSION JC (6), JF (6)
 DATA E/1.0, 6*0.0, 1.0, 6*0.0, 1.0, 6*0.0, 1.0, 6*0.0, 1.0, 6*0.0, 1.0, 6*0.0, 1.0/



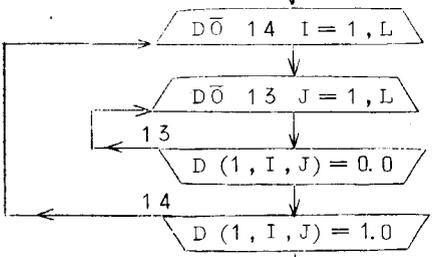


②

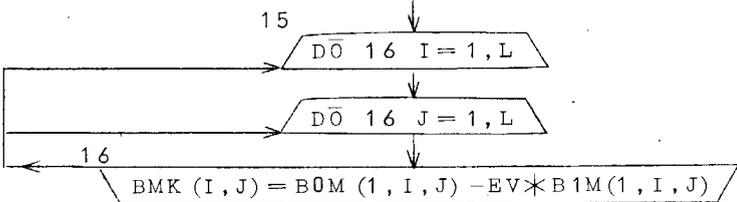
THERE IS NO JUMP BETWEEN THE TWO PARTS ABOVE AND BELOW THIS LINE

NSTATE = 1
DETET = EA
H = - 1.0

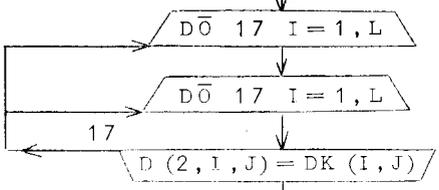
CALC. D(1)



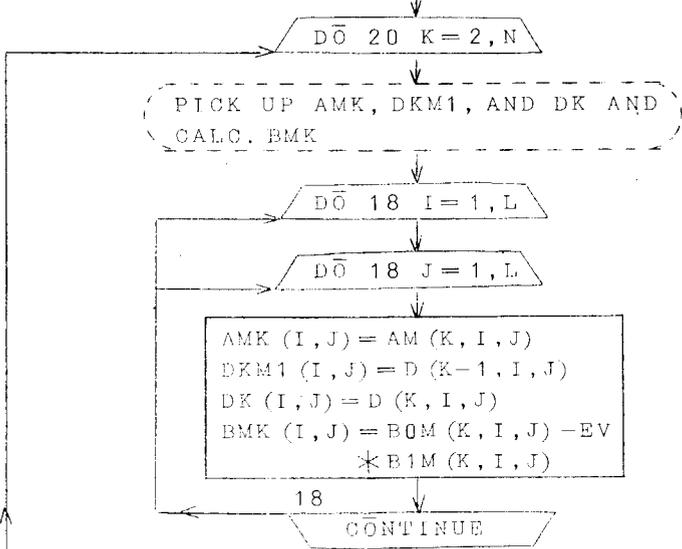
CALC. DET (= FINAL DETERMINANT FOR EIGEN VALUE EV)
CALC. D(2)



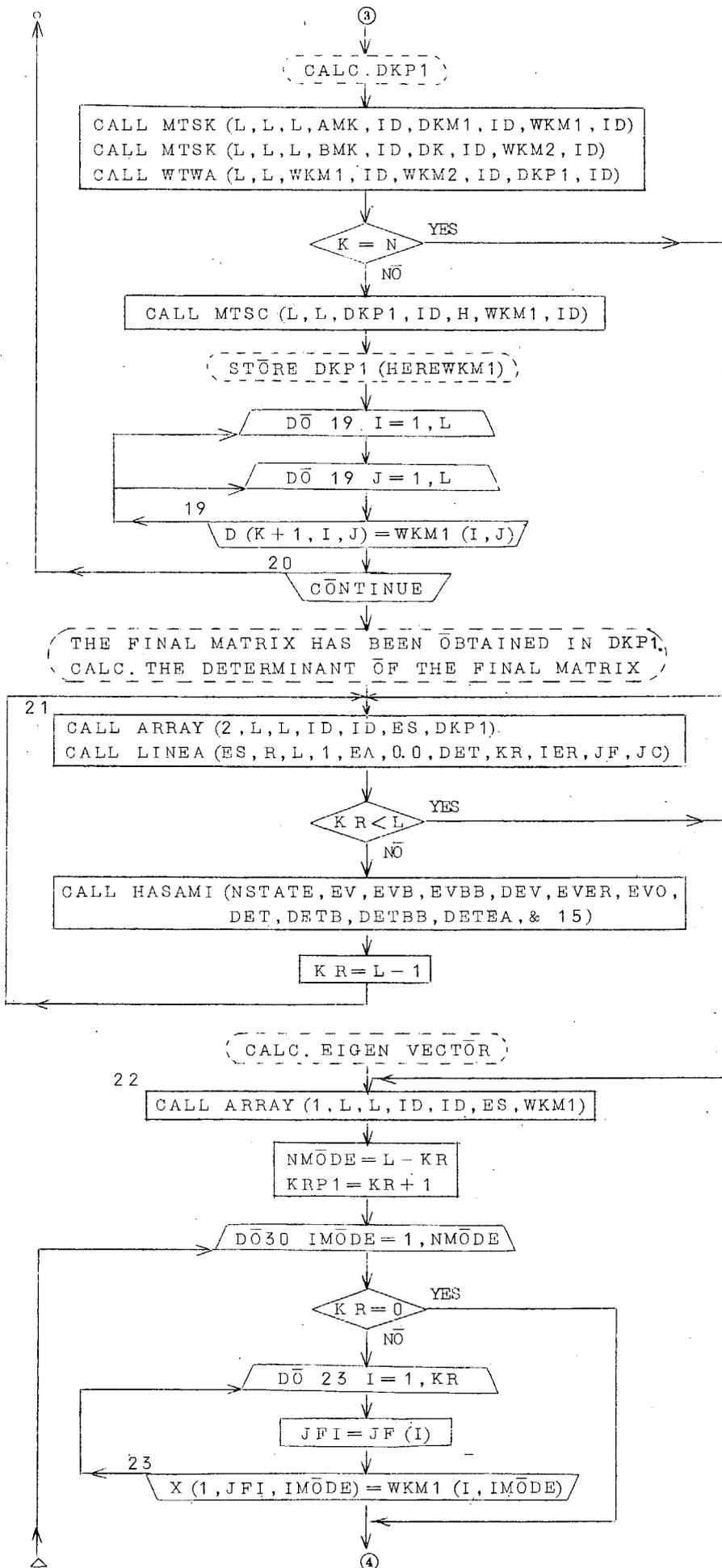
CALL MTSC(L, L, BMK, ID, H, DK, ID)

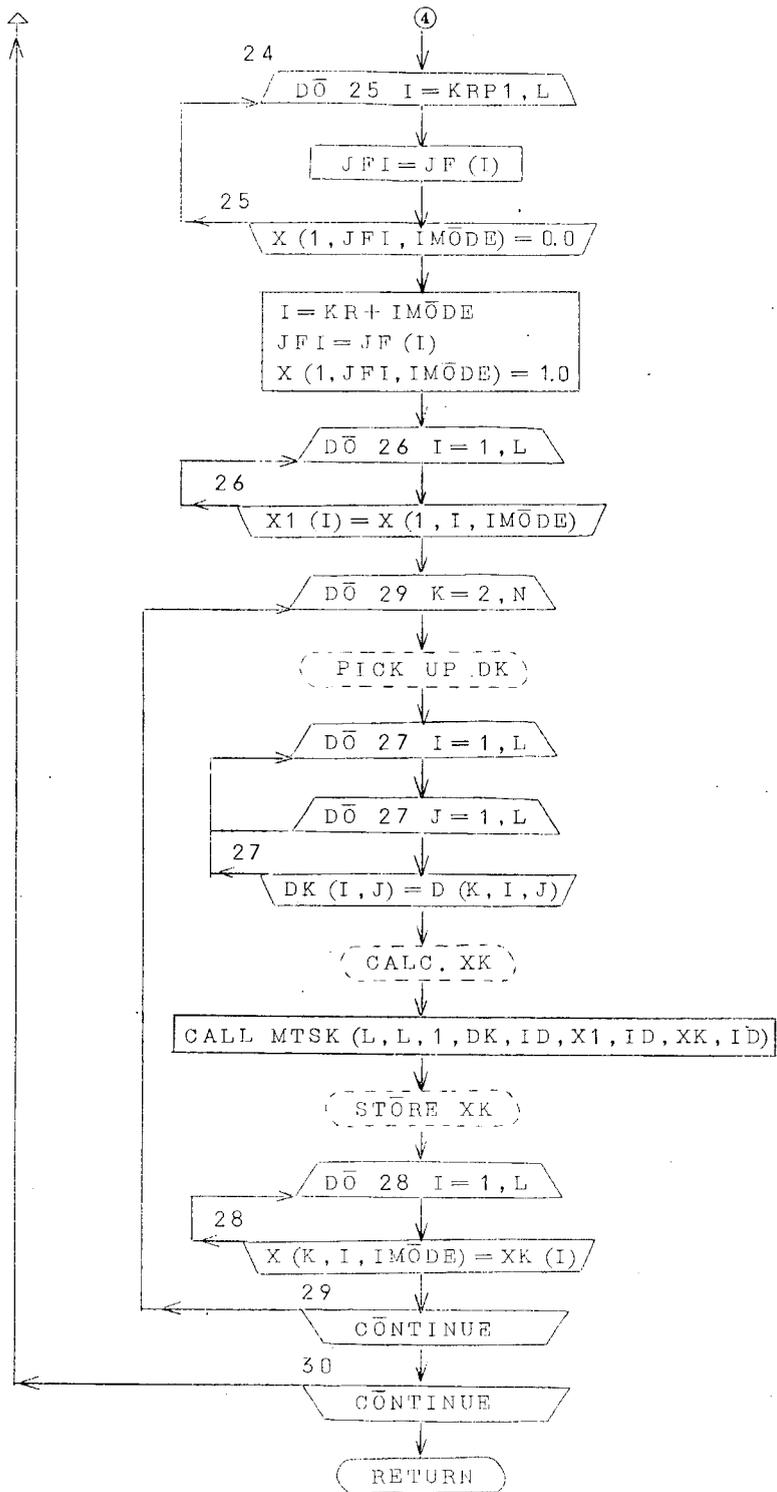


CALC. D(K+1) FOR K=2 TO (N-1) AND
CALC. FINAL MATRIX AM(N)*D(N-1) + BM(N)*D(N)



③





1.4 クランクスローの撓性係数の解析

クランク軸縦振動の計算にはクランクスローの種々の荷重に対する撓性係数を知る必要がある。ここでは撓性係数を実験で求める場合、解析上参考になる事項をまとめた。

1.4.1 荷重と微小変位の6次元ベクトル表示

物体上の点に働く荷重および物体上の点の微小変位を次のような6次元ベクトルで表わす。

$$\Phi = \begin{pmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ m_x \\ m_y \\ m_z \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1.4.1)$$

$$\Psi = \begin{pmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1.4.2)$$

ただし、 f は力、 m はモーメント、 u は並進変位、 θ は微小回転変位で、添字 x, y, z はそれらの x, y, z 座標成分を表わす。

1.4.2 物体の撓性係数

物体上の点1, 2に荷重 Φ_1, Φ_2 が働いて釣合っており、そのとき点1', 2'に微小変位 Ψ_1', Ψ_2' が生じているとする(図1.4.1)。

荷重 Φ_1, Φ_2 の釣合い条件は次の形にかける。

$$\Phi_1 = -G_{12} \Phi_2 \dots\dots\dots (1.4.3)$$

$$\text{ただし、 } G_{12} = \begin{bmatrix} E & 0 \\ T(p_{12}) & E \end{bmatrix} \dots\dots\dots (1.4.4)$$

(1.4.4)式中の E は3次元単位行列で $T(p_{12})$ は、

$$p_{12} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1.4.5)$$

とするとき次の形の行列である。

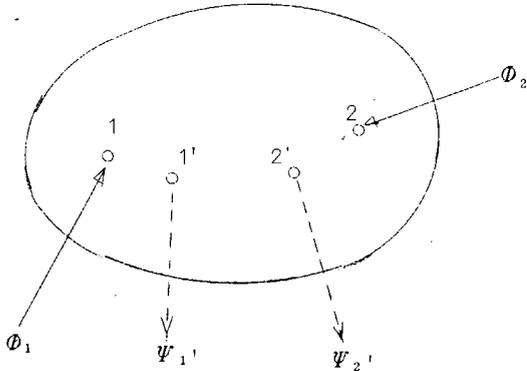


図 1.4.1

$$T(p_{12}) = T \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & -z & y \\ z & 0 & -x \\ -y & x & 0 \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1.4.6)$$

次に点1' 2'間の変形は点1'に対する点2'の相対変位 $\Psi_{1'2'}$ で表わすことができるが、これは Ψ_1', Ψ_2' から次式で求まる。

$$\Psi_{1'2'} = \Psi_2' - H_{2'1'} \Psi_1' \dots\dots\dots (1.4.7)$$

ただし、

$$H_{2'1'} = \begin{bmatrix} E & T(p_{2'1'}) \\ 0 & E \end{bmatrix} \dots\dots\dots (1.4.8)$$

(1.4.8)式の右辺中の行列の定義は(1.4.4)式の場合に準ずる。 G_{12} を lower transfer matrix, $H_{2'1'}$ を upper transfer matrix と呼ぶ。

弾性体では $\Psi_{1'2'}$ と Φ_2 の間に次の関係が成り立つ。

$$\Psi_{1'2'} = F \Phi_2 \dots\dots\dots (1.4.9)$$

ただし、 F は、

$$F = \begin{pmatrix} F_{11} & \dots & F_{16} \\ \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots \\ F_{61} & \dots & F_{66} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (1.4.10)$$

のような6行6列の行列で撓性行列と呼ばれる。点1と1'，点2と2'がそれぞれ一致しておればFは対称行列になるが、そうでなければ非対称になる。

1.4.3 左右対称物体の撓性行列

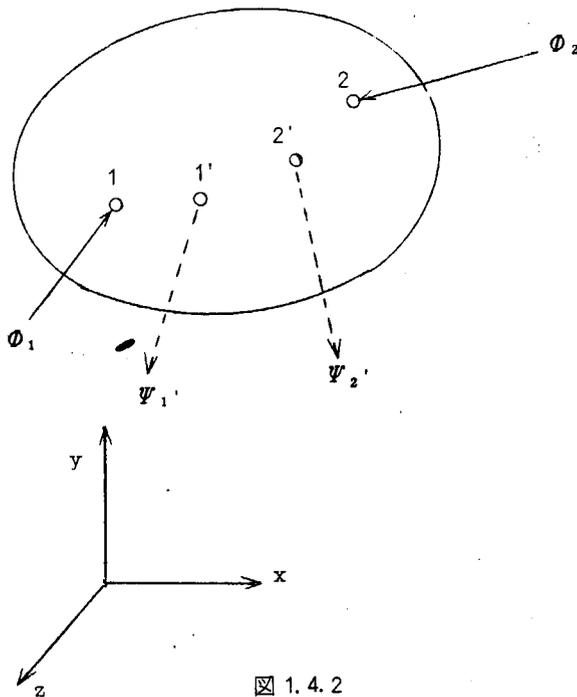


図 1.4.2

左右対称物体では荷重点1, 2と変位計測点1', 2'が物体の対称面内であればx軸、y軸をこの対称面に平行にとつたとき、

$$\psi_{1'2'} = F \phi_2$$

で定義される撓性行列Fは次の形になることが証明できる

(図 1.4.2)。

$$F = \begin{pmatrix} F_{11} & F_{12} & 0 & 0 & 0 & F_{16} \\ F_{21} & F_{22} & 0 & 0 & 0 & F_{26} \\ 0 & 0 & F_{33} & F_{34} & F_{35} & 0 \\ 0 & 0 & F_{43} & F_{44} & F_{45} & 0 \\ 0 & 0 & F_{53} & F_{54} & F_{55} & 0 \\ F_{61} & F_{62} & 0 & 0 & 0 & F_{66} \end{pmatrix} \dots \dots \dots (1.4.11)$$

図 1.4.3 のようなクランクスローまたは半クランクスローはいずれも左右対称性を持つからその撓性行列は (1.4.11) 式の形になる。

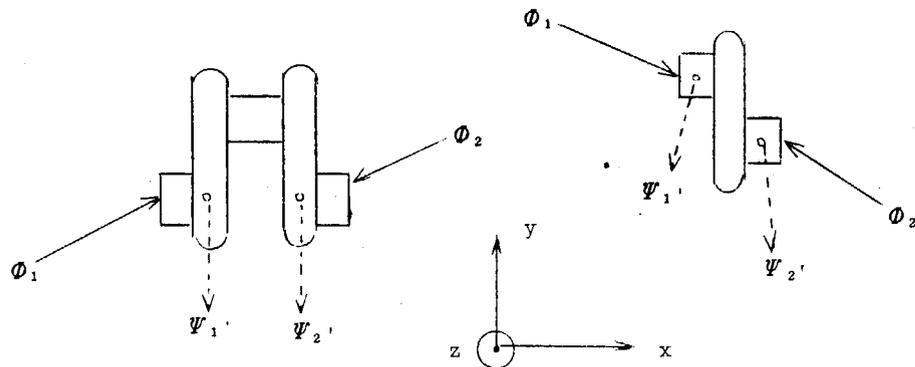


図 1.4.3

1.4.4 前後対称物体の撓性行列

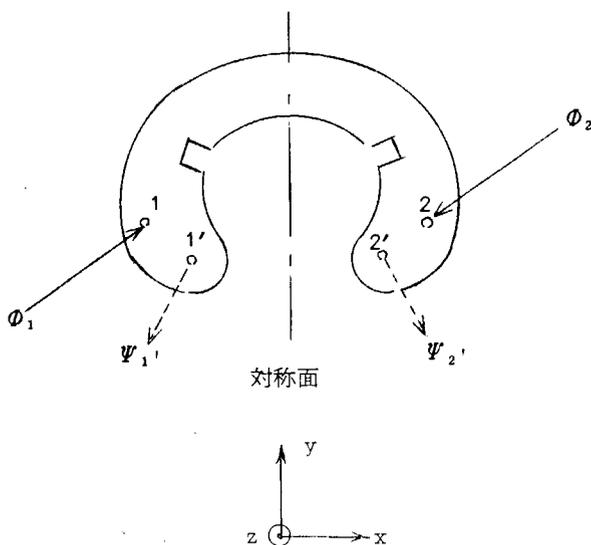


図 1.4.4

前後対称物体では荷重点1と2が対称面に関し対称な位置にあり、かつ変位計測点1'と2'も対称面に関し対称な位置にあれば、y軸、z軸をこの対称面内にとつたとき、

$$\psi_{1'2'} = F \phi_2$$

で定義される撓性行列Fの諸要素の間には次の諸関係が成り立つ (図 1.4.4)。

$$\left. \begin{aligned} F_{51} &= F_{15} = 0 \\ F_{56} &= F_{65} = 0 \\ F_{45} &= F_{54} = 0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1.4.12)$$

$$\begin{aligned}
2 F_{12} - l_1 F_{16} &= 2 F_{21} - l_2 F_{61} = 0 \\
2 F_{42} - l_1 F_{46} &= 2 F_{24} - l_2 F_{64} = 0 \\
2 F_{62} - l_1 F_{66} &= 2 F_{26} - l_2 F_{66} = 0 \\
2 F_{53} + l_1 F_{55} &= 2 F_{35} + l_2 F_{55} = 0 \\
2 F_{32} - l_1 F_{36} + l_2 F_{52} &= 2 F_{23} - l_2 F_{63} + l_1 F_{25} = 0
\end{aligned}$$

ただし、

$$l_1 = \overline{1 \ 2}, \quad l_2 = \overline{1' \ 2'}$$

図 1.4.3 のクラックスローは前後対称性を持つからその撓性行列の諸要素は関係式 (1.4.12) を満足する。

1.4.5 左右対称かつ前後対称な物体の撓性行列

1.4.3, 1.4.4 項の結果から図 1.4.3 のクラックスローのように左右対称性と前後対称性を持ち、荷重点と変位計測点が左右対称面内に、前後対称面に関し対称な位置にある物体の撓性行列は座標系 x, y, z を x, y 面が左右対称面と平行に、 y, z 面が前後対称面と平行になるようにとると次の形になる。

$$F = \begin{pmatrix} F_{11} & F_{12} & 0 & 0 & 0 & F_{16} \\ F_{21} & F_{22} & 0 & 0 & 0 & F_{26} \\ 0 & 0 & F_{33} & F_{34} & F_{35} & 0 \\ 0 & 0 & F_{43} & F_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & F_{53} & 0 & F_{55} & 0 \\ F_{61} & F_{62} & 0 & 0 & 0 & F_{66} \end{pmatrix} \quad \dots \quad (1.4.13)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned}
2 F_{12} - l_1 F_{16} &= 2 F_{21} - l_2 F_{61} = 0 \\
2 F_{62} - l_1 F_{66} &= 2 F_{26} - l_2 F_{66} = 0 \\
2 F_{53} - l_1 F_{55} &= 2 F_{35} + l_2 F_{55} = 0
\end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (1.4.14)$$

l_1, l_2 の意味は 1.4.4 項と同じである。

1.4.6 半クラックスローの撓性行列と全クラックスローの撓性行列の関係

図 1.4.5 で、

$$\Psi_{1'3'} = \Psi_3' - H_{3'1'} \Psi_{1'}$$

(全)

$$\Psi_{1'3'} = F \Phi_3$$

(全)

によつて定義される全クラックスローの撓性行列 F と

$$\Psi_{2'3'} = \Psi_3' - H_{3'2'} \Psi_{2'}$$

(半)

$$\Psi_{2'3'} = F' \Phi_3$$

(半)

によつて定義される半クラックスローの撓性行列 F' との間には、

$$\begin{pmatrix} f_{11} & f_{12} & f_{13} & f_{14} & f_{15} & f_{16} \\ f_{21} & f_{22} & f_{23} & f_{24} & f_{25} & f_{26} \\ f_{31} & f_{32} & f_{33} & f_{34} & f_{35} & f_{36} \\ f_{41} & f_{42} & f_{43} & f_{44} & f_{45} & f_{46} \\ f_{51} & f_{52} & f_{53} & f_{54} & f_{55} & f_{56} \\ f_{61} & f_{62} & f_{63} & f_{64} & f_{65} & f_{66} \end{pmatrix} \quad \dots \quad (1.4.15)$$

とすると、次の関係が成り立つ。

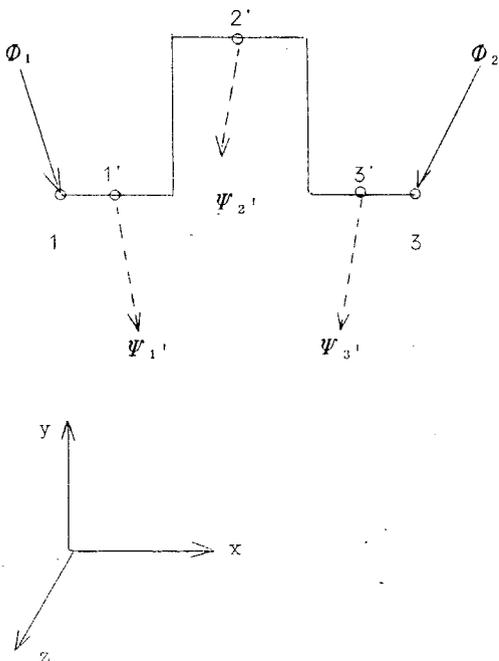


図 1.4.5

$$\begin{matrix}
 \text{(全)} \\
 \mathbf{F} =
 \end{matrix}
 \left[\begin{array}{ccc}
 2 f_{11} & l_1 f_{16} & 2 f_{13} + l_1 f_{15} \\
 l_2 f_{61} & 2 f_{22} - l_2 f_{62} - l_1 f_{26} + l_1 l_2 f_{66} & l_2 f_{63} - l_1 f_{25} + l_1 l_2 f_{65} \\
 2 f_{31} + l_2 f_{51} & -l_2 f_{52} + l_1 f_{36} + l_1 l_2 f_{56} & 2 f_{33} + l_2 f_{53} + l_1 f_{35} + l_1 l_2 f_{55} \\
 2 f_{41} & l_1 f_{46} & 2 f_{43} + l_1 f_{45} \\
 0 & 2 f_{52} - l_1 f_{56} & -l_1 f_{55} \\
 2 f_{61} & l_1 f_{66} & 2 f_{63} + l_1 f_{65} \\
 \\
 2 f_{14} & 0 & 2 f_{16} \\
 l_2 f_{64} & 2 f_{25} - l_2 f_{65} & l_2 f_{66} \\
 2 f_{34} + l_2 f_{54} & -l_2 f_{55} & 2 f_{36} + l_2 f_{56} \\
 2 f_{44} & 0 & 2 f_{46} \\
 0 & 2 f_{55} & 0 \\
 2 f_{64} & 0 & 2 f_{66}
 \end{array} \right] \dots\dots\dots (1.4.16)$$

1.4.7 撓性係数の測定

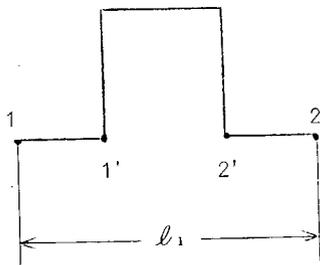
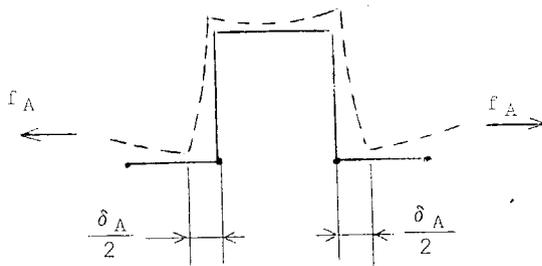


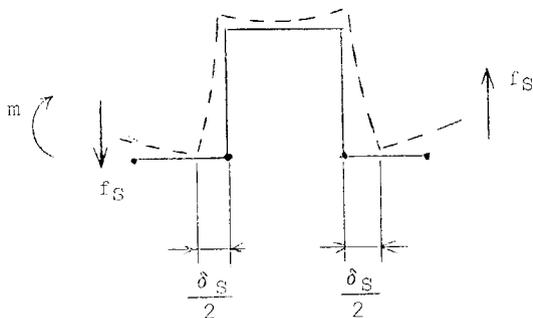
図 1.4.6

(全)
 クランクローの撓性行列の要素のうち下記の4個 F_{11} ,
 (全) (全) (半)
 F_{12} , F_{16} , F_{12} を求めるには 1.4.8 ~ 1.4.9 項の試験を行
 なせばよい。ただし、荷重点を図 1.4.6 の 1, 2 のように、変
 位計測点を 1', 2' のようにとる。



$$\text{(全)} \quad F_{11} = \frac{\delta_A}{f_A} \dots\dots\dots (1.4.17)$$

図 1.4.7



$$\text{(全)} \quad F_{12} = \frac{\delta_S}{f_S} \dots\dots\dots (1.4.18)$$

$$(m = l_1 f_S)$$

図 1.4.8

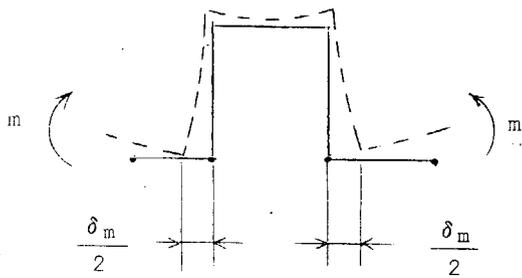


図 1.4.9

$$\text{(全)} \quad F_{16} = \frac{\delta_m}{m} \dots\dots\dots (1.4.19)$$

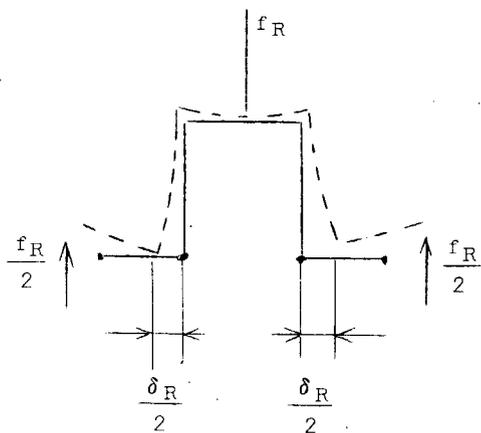


図 1.4.10

$$\text{(半)} \quad F_{12} = \frac{\delta_R/2}{f_R/2} = \frac{\delta_R}{f_R} \dots\dots\dots (1.4.20)$$

1.4.8 クランク軸水平支持デフレクション試験

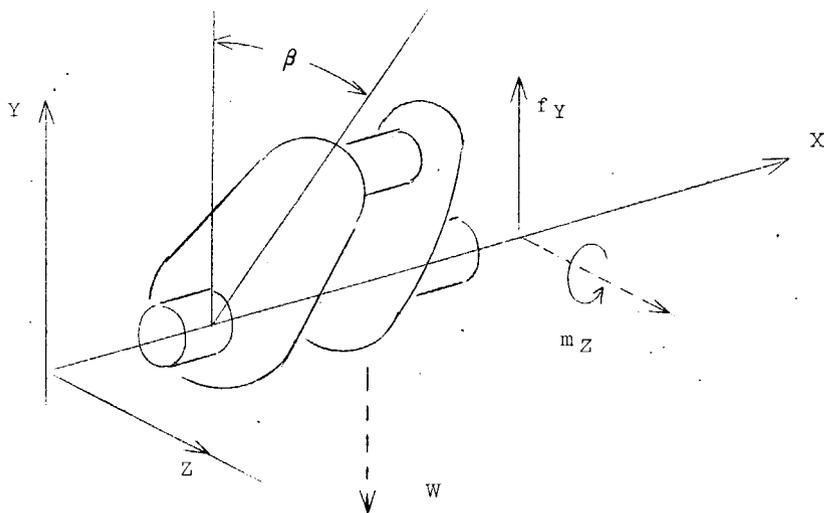


図 1.4.11

クランク軸を2個の軸受で水平に支持して回転させ、図 1.4.6 の 1', 2' 間の距離の変化を測る。

(実際には軸心位置での各クランクアームのデフレクション変化を測る。)

図 1.4.11 のように X 軸を回転軸方向に、Y 軸を鉛直上方に、Z 軸をそれに直角に図のようにとる。

図中の β はクランクスローのトップ位置からの回転角、 f_Y 、 m_Z はクランクスロー右端断面にかかる Y 方向剪断力と Z 軸まわりの曲げモーメント、 W はそのクランクスローの自重 (実際には分布荷重) である。このときデフレクション Δ は次式で与えられる。

$$\Delta = B \cos \beta \dots\dots\dots (1.4.21)$$

ただし、

$$B = \overset{(全)}{F_{12}} f_Y + \overset{(全)}{F_{16}} m_Z - \overset{(全)}{F_{17}} W \quad \dots \quad (1.4.22)$$

F_{12}, F_{16} は全クランクスローの撓性行列 F の 1, 2, 1, 6 成分、 F_{17} は考えているクランクスローの自重 W による

デフレクションに対する撓性係数である。

$F_{12}, F_{16}, F_{17}, f_Y, m_Z, W$ はクランクの位置角 β に無関係な一定値なので、 Δ は β に対し \cos 波形で変化する、

$$\Delta \beta = 0^\circ - \Delta \beta = 180^\circ = 2B \quad \dots \quad (1.4.23)$$

となる。そこで、 $\Delta \beta = 0^\circ - \Delta \beta = 180^\circ (= 2B)$ を f_Y, m_Z, W の比が 1 次独立な 3 スロー 1, 2, 3 で計測すると、

連立方程式

$$\begin{pmatrix} \overset{(1)}{f_Y} & \overset{(1)}{m_Z} & \overset{(1)}{-W} \\ \overset{(2)}{f_Y} & \overset{(2)}{m_Z} & \overset{(2)}{-W} \\ \overset{(3)}{f_Y} & \overset{(3)}{m_Z} & \overset{(3)}{-W} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \overset{(全)}{F_{12}} \\ \overset{(全)}{F_{16}} \\ \overset{(全)}{F_{17}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \overset{(1)}{B} \\ \overset{(2)}{B} \\ \overset{(3)}{B} \end{pmatrix} \quad \dots \quad (1.4.24)$$

を解いて F_{12}, F_{16}, F_{17} が求まる。

1.4.9 クランク軸鉛直支持デフレクション試験

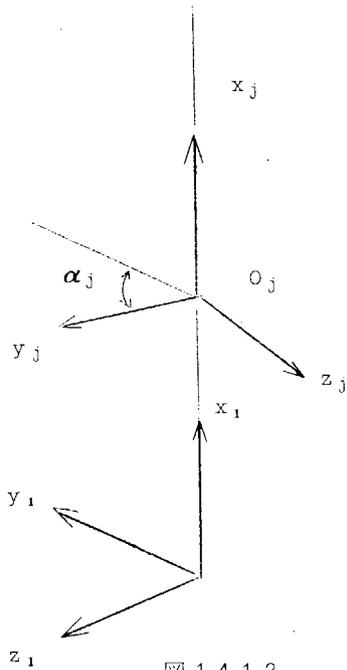


図 1.4.12

鉛直に立てられたクランク軸を n 個の部分 P_1, P_2, \dots, P_n に分割する (各部分はこの順に下から上へ並んでいるものとする)。第 j 部分 P_j の下端面とクランク軸の回転中心線の交点 O_j を原点とし、回転中心線上に x_j 軸を持つ右手直交座標系 $O_j x_j y_j z_j$ を考える。

W_j : 第 j 部分 P_j の重さ

α_j : y_1 軸と y_j 軸との間の角

y_{Gj} : 第 j 部分 P_j の重心の y_j 座標

z_{Gj} : 第 j 部分 P_j の重心の z_j 座標

とすると、第 i 部分 P_i がクランクスローであるとき、クランク軸を吊上げたときと下に置いたときとのデフレクション差 $\Delta_{i吊} - \Delta_{i置}$ は次式のようになる。

$$\Delta_{i吊} - \Delta_{i置} = \overset{(全)}{F_{11}} \sum_{j=1}^n W_j - \overset{(全)}{F_{16}} \sum_{j=1}^n W_j \{ y_{Gj} \cos(\alpha_i - \alpha_j) + z_{Gj} \sin(\alpha_i - \alpha_j) \} \quad \dots \quad (1.4.25)$$

(全)

F_{16} は 1.4.8 項の水平支持試験で求まっているからいずれか 1 スローについて

(全)

$\Delta_{i吊} - \Delta_{i置}$ を測定すると (1.4.25) 式から F_{11} が求まる。

1.4.10 クランクピン中央荷重試験

図 1.4.13 のように両端で支持されたクランク軸のスローの一つをトップ位置においておき、このスローのピン中央を図 1.4.14 のように吊上げたときのデフレクションの変化 $\Delta_1 - \Delta_2$ を測定する。

$\Delta_1 - \Delta_2$ から次式によつて F_{12} が求まる。

$$\Delta_1 - \Delta_2 = f_Y \overset{(半)}{F_{12}} + (-l_1 f_Y / 2 + l_1 r_2 + 2 \xi r_2) \overset{(半)}{F_{16}} \quad \dots \quad (1.4.26)$$

ただし、

(半) (全)
 $F_{16} = F_{16} / 2$ (1.4.27)

(これは式 (1.4.16) の 1 行 6 列成分から出てくる。)

$l_1 =$ クランクローの軸方向長さ (1.4.28)

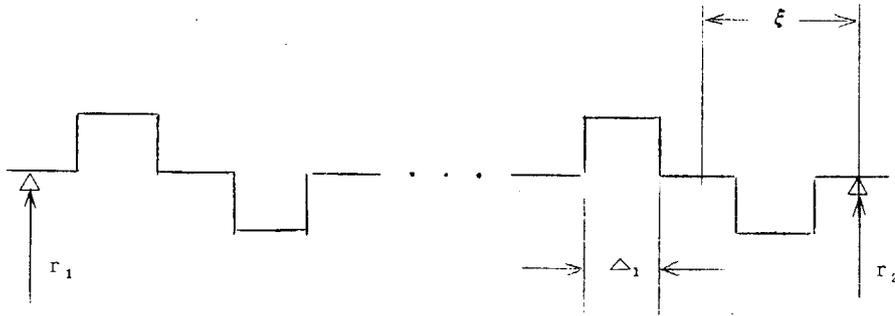


図 1.4.13

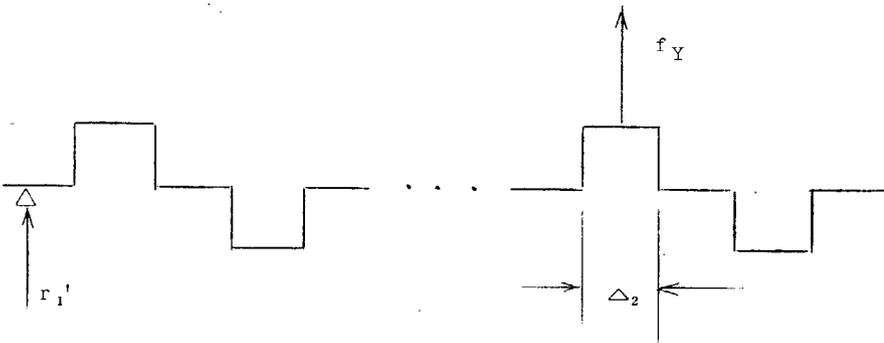


図 1.4.14

1.4.11 解析例 (SR100 第3小委員会の研究より引用)

実例として8シリンダのMAN KZ70/120 機関の船首半4スローの部分に水平支持、鉛直支持、ピン中央荷重したデータの解析を示す。

[水平試験結果]

シリンダ番号	2 B ($=\Delta\beta=0^\circ - \Delta\beta=180^\circ$)
1	1 4 4.3 μ
2	3 4 9.8
3	3 3 8.1
4	1 6 0.6

4スローのクランク部分の軸方向の質量分布はほぼ左右対称であるので、上記2Bの値はやはり対称になり、シリンダ番号1と4、シリンダ番号2と3はほぼ等しくなるはずであるが実際には上記のように食い違っている。この違いの原因は明らかでないが、とにかく(1.4.24)式を解くには3個のスローのBの値が必要である。

1, 2, 3スローを選ぶと

(全)
 $F_{12} = 0.1142 \times 10^{-5} \text{ cm/Kg}$

(全)
 $F_{16} = 0.1670 \times 10^{-7} \text{ cm/Kg-cm}$

(全)
 $F_{17} = 0.8783 \times 10^{-6} \text{ cm/Kg}$

2, 3, 4スローを選ぶと

(全)
 $F_{12} = 0.8987 \times 10^{-6} \text{ cm/Kg}$

$$\begin{matrix} \text{(全)} \\ F_{16} \end{matrix} = 0.1275 \times 10^{-7} \text{ cm/Kg-cm}$$

$$\begin{matrix} \text{(全)} \\ F_{17} \end{matrix} = -0.9835 \times 10^{-7} \text{ cm/Kg}$$

$\begin{matrix} \text{(全)} \\ \text{となり、} \end{matrix}$ F_{17} が負になり不合理である。

これは第4スローのデフレクションが大きすぎるためと思われる。そこで最も適当な値を得るため1, 2, 3スローを選び、2, 3スローのデフレクションの平均値 344.0μ を input して次の値を得た。

$$\begin{matrix} \text{(全)} \\ F_{12} \end{matrix} = 0.9470 \times 10^{-6} \text{ cm/Kg}$$

$$\begin{matrix} \text{(全)} \\ F_{16} \end{matrix} = 0.1536 \times 10^{-7} \text{ cm/Kg-cm}$$

$$\begin{matrix} \text{(全)} \\ F_{17} \end{matrix} = 0.4902 \times 10^{-6} \text{ cm/Kg}$$

〔鉛直試験結果〕

シリンダ番号	Δ 吊 - Δ 置
4	181.0 μ

これから、(1.4.25)式により、

$$\begin{matrix} \text{(全)} \\ F_{11} \end{matrix} = 0.7960 \times 10^{-6} \text{ cm/Kg}$$

〔ピン中央荷重試験結果〕

計測により、 $\Delta_1 - \Delta_2 = 77 \mu$

これを、(1.4.26)式に入れて、

$$\begin{matrix} \text{(半)} \\ F_{12} \end{matrix} = 0.270 \times 10^{-6} \text{ cm/Kg}$$

2. 模型実験

2.1 小模型実験（機関架構横振動の模型実験）

2.1.1 研究目的

42年度においては機関架構を平板で模擬し、基礎の剛性により機関架構の横振動がどのようになるかを実験的に調べた。そして機関架構の横振動がアナログ計算機によつて模擬しうることがわかつた。42年度では基礎の剛性としては主として機械台を仮定したものであつた。

そこで本年度は、これをさらに進め、実際の機関に近い構造の模型を作り、これを二重底を模擬する平板の上に乗せ、機関と二重底との連成した場合を考え、その振動特性を調べる模型実験を行ない、実際の機関と二重底との連成振動をアナログ計算機でシミュレートするための基礎的データを求めることが本実験の目的である。

2.1.2 実験装置および実験方法

実験装置は図 2.1.1 に示すように 180 mm × 100 mm × 1 mm のリン青銅板を機関架構の模型とし、二重底を模擬する平板の上にアングルによつてねじで取りつける。二重底を表わす平板のうち船側に相当する2辺は固定支持にし、他の2辺は自由支持として平板の動きが見えるようにした。固定支持辺から架構の板までの長さ a は 50, 80, 120 mm の3通りに変えられるようにし、二重底の剛性の変化による振動特性の変化をみる。

実験は二重底の幅をある一つの値にセットして、加振器によつて加振し、架構部2箇所、二重底部4箇所の変位を、差動変位形の振動計で計測し、周波数応答を求めた。

加振器の特性上 300 cps 以上に周波数を上げることはできなかつたので、二重底に出る多くの高次のモードのものは出せなかつた。

計測器は次のものを使つた。

加振器	
変位計	6点
動歪計	1台
ビシグラフ	1台 (G300ガルバ使用)

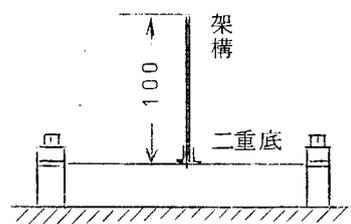
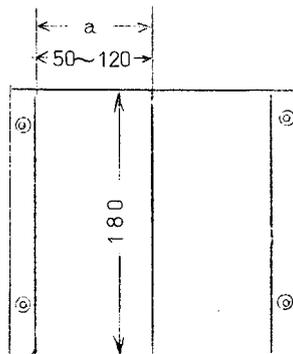


図 2.1.1 実験装置

2.1.3 実験結果

計測結果を図 2.1.2 ~ 2.1.7 に示す。

2.1.4 固有振動数と振動モード

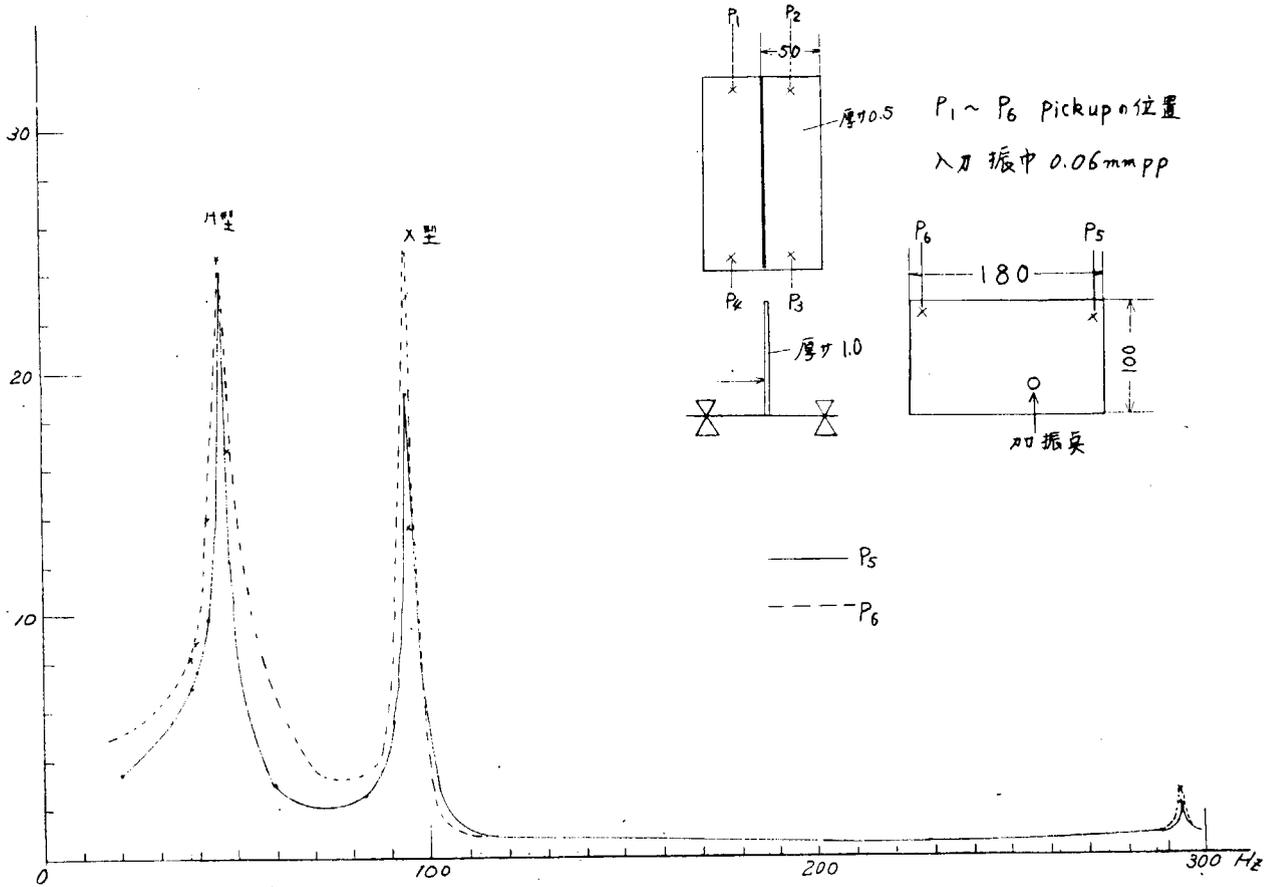
架構と二重底との連成振動にはいろいろ複雑なものが現われてくる。ここでは、いずれも平板で架構と二重底を模擬しているが、垂直に立っているものを架構と呼び、水平に置いた平板を二重底と呼ぶことにする。

二重底が剛の場合にでも現われる架構の横振動H形、X形の振動は二重底の剛性によつて次のように固有振動数が変る。ここでは、X形の振動は 300 cps 以上にあつたので出せなかつた。

表 2.1.1

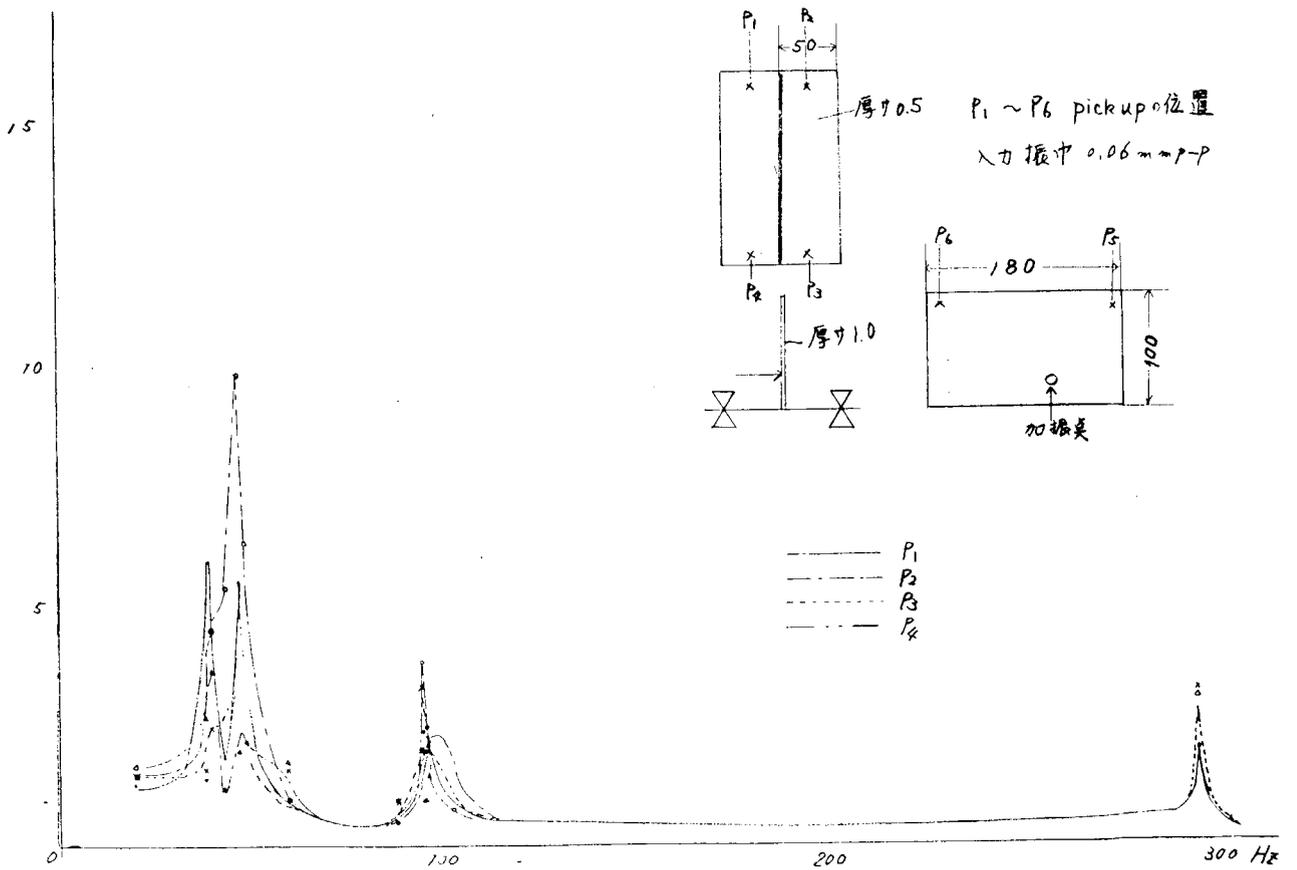
二重底の片幅 a	H 形	X 形
$a = 50 \text{ mm}$	4 6.2 cps	9 4.9 cps
80 mm	4 1.2 cps	9 4.2 cps
120 mm	3 4.5 cps	9 2.6 cps

振動振巾の読み mmp-p



振動数
図 2. 1. 2

振動振巾の読み mmp-p



振動数
図 2. 1. 3

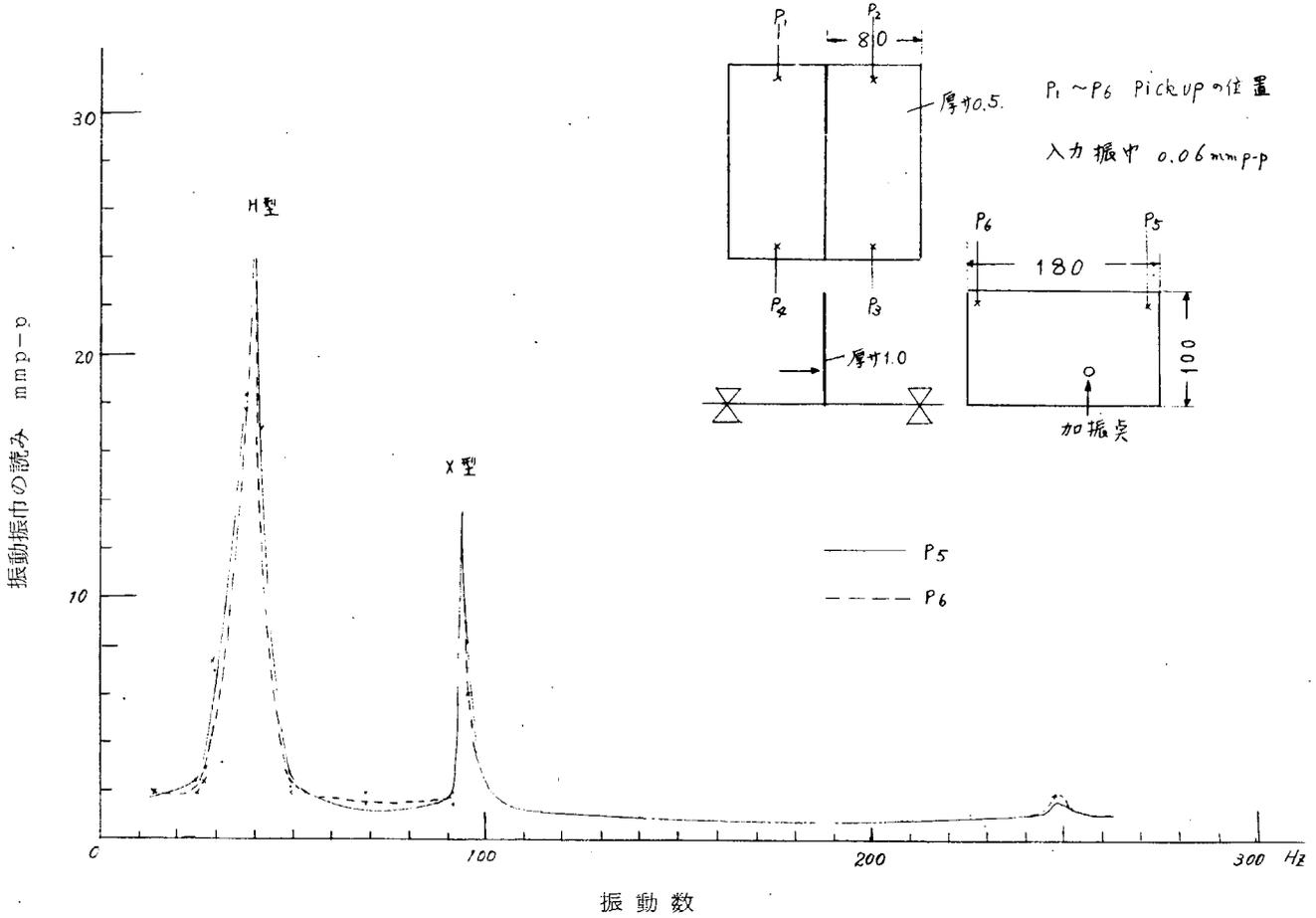


図 2. 1. 4

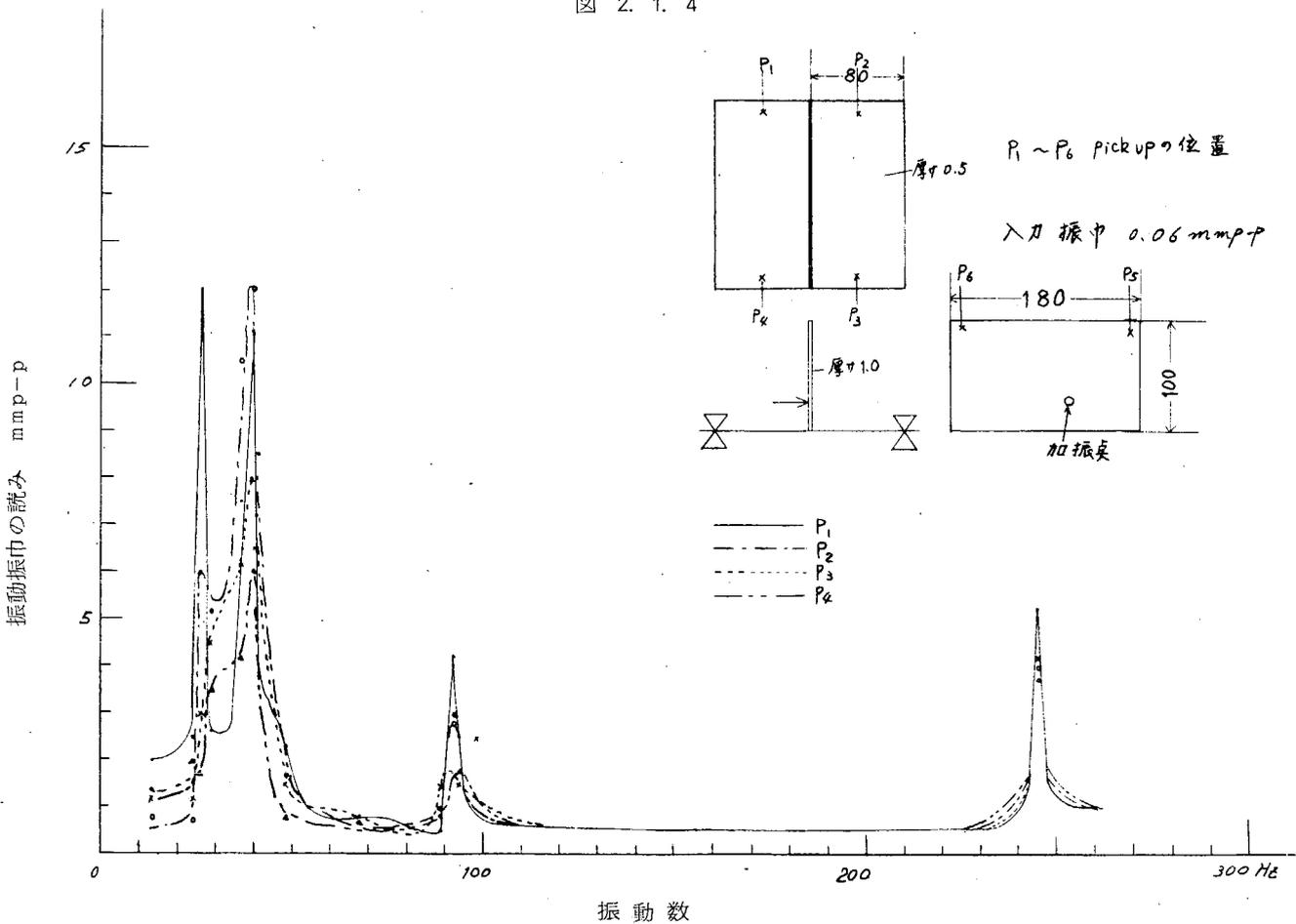


図 2. 1. 5

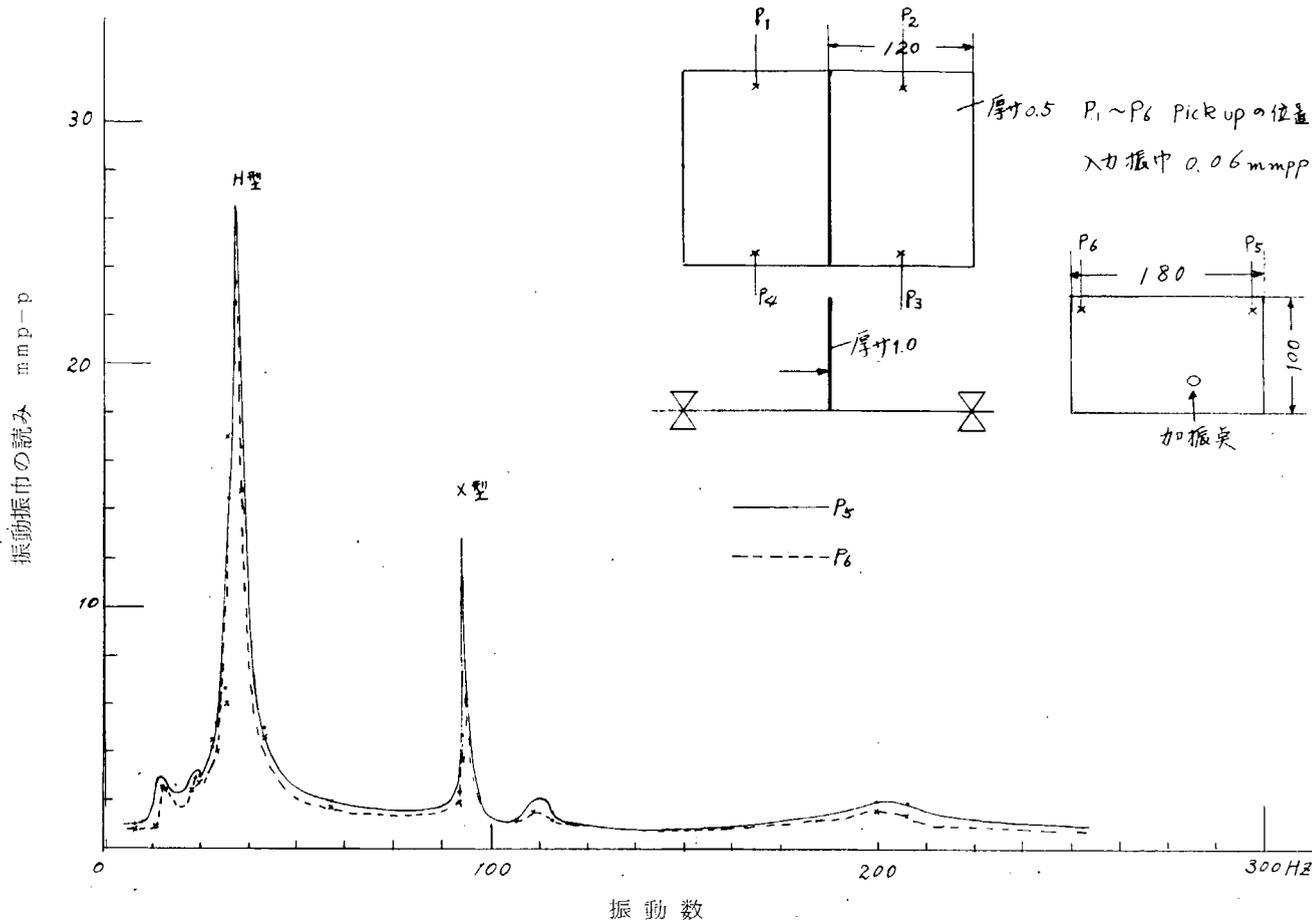


図 2. 1. 6

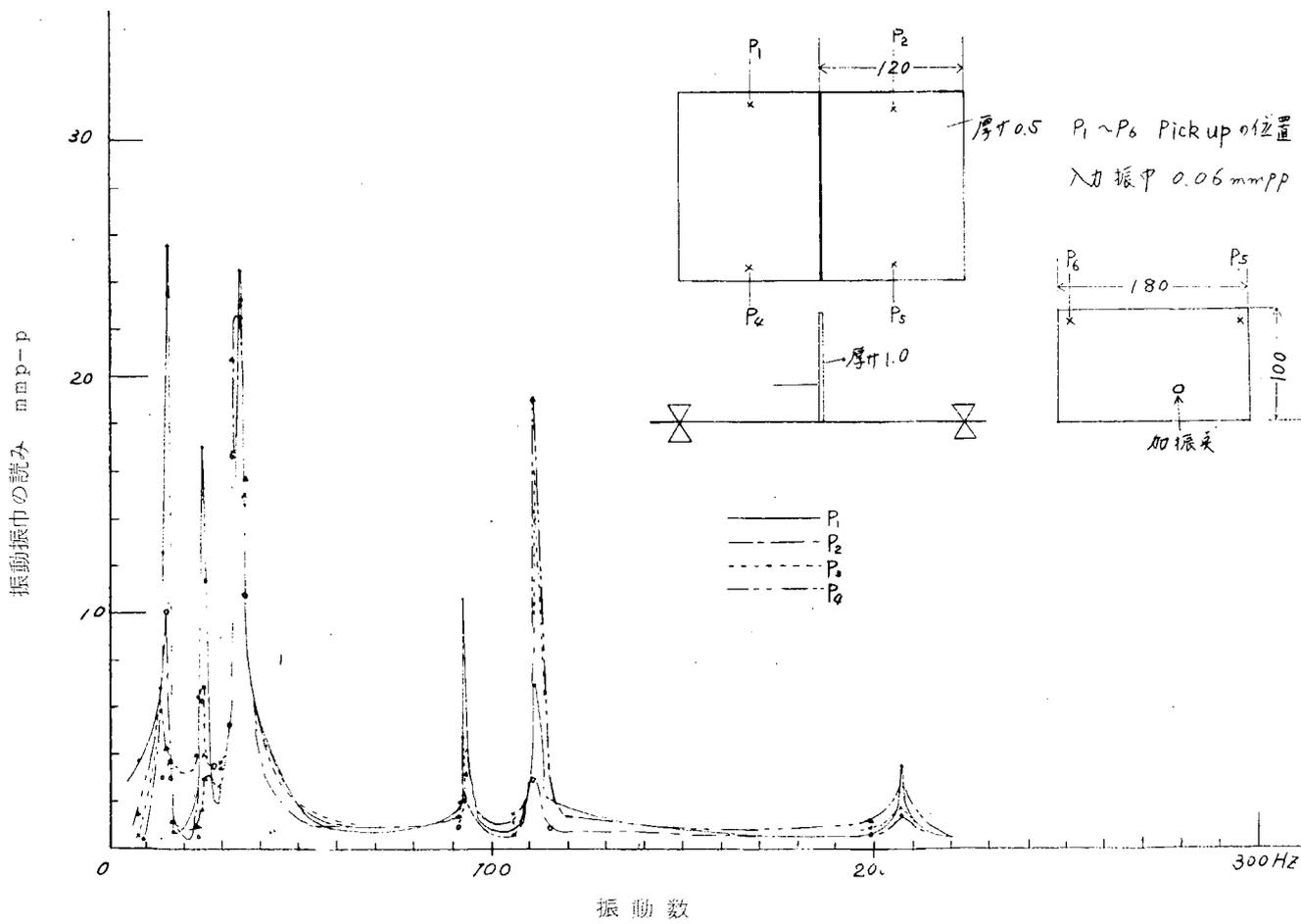


図 2. 1. 7

二重底の剛性によりH形、X形もともに固有振動数が下るが、H形は大きく下るが、X形はあまり下らない。これはX形の振動に対しては二重底の関与の仕方が少ないためである。

H形、X形の固有振動数における振動モードは図2.1.8, 2.1.9のようになっている。

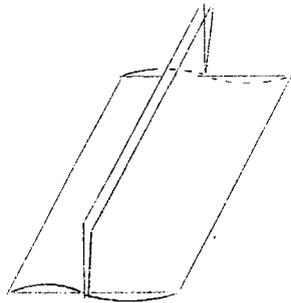


図 2.1.8 H形のモード

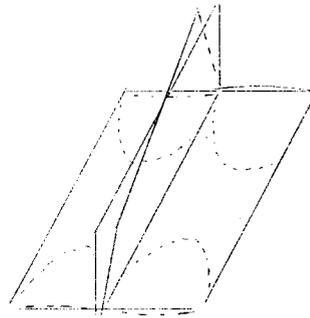


図 2.1.9 X形のモード

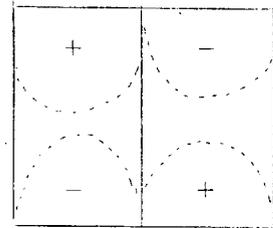
この他に架構はあまり横振動はしないが、二重底だけが振動するタイプのもがある。このタイプの一つは高周波(200 cps以上)の所に現われるもので、図2.1.10のようなモードになっている。

このタイプのもは二重底の振動の中で中心線をノードとするものと解釈される。

二重底の幅が大きくなると固有振動数は下り、表2.1.2のようになる。

表 2.1.2

二重底の幅 a	固有振動数
a = 50 mm	296 cps
80 mm	236 cps
120 mm	208 cps



架構のほうを加振しているにもかかわらず架構のほうはあまり振動しないで二重底が振動するという事は興味深い。

もう一つのタイプのもは、低周波で現われたもので、架構の前後方向に向つて二重底が上下に振動するものである。この振動が独立してはつきり出たのは a = 120 のときであり、振動モードは図2.1.11のようになっている。

このタイプの振動は、H形の振動と固有振動数が近いところにあつたので、H形の振動と一緒に現われることが多かつた。a が 50 と 80 mm のときはほとんどH形の振動と一緒に分離できなかった。

このようなき架構の上部の端で見ると、H形をしながら、上下振動をしているので、上部端は楕円をえがきながら振動していることになる。このことは図2.1.12からもうかがえる。

この場合、二つのモードのものが同時に表われており、二重底での振動の様子とはつきりと分離してつかむことができなかった。40 cps 以下で二重底の振動に沢山のピークが現われているが、片側だけが大きく、他方がゆれなかつたり、一箇所だけがゆれたりしておりはつきりしたモードはわからない。

架構を横方向に加振しているのに架構が前後方向に波うつ振動

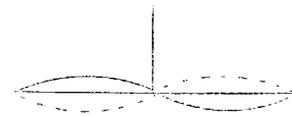
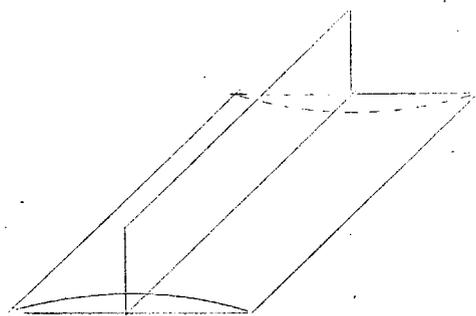


図 2.1.10 二重底の振動



a = 120

f = 14.2 cps



図 2.1.11 二重底の振動

が起りうることがわかった。

2.1.5 結 論

平板によつて架構および二重底を模擬し架構部を加振することによつて、架構および二重底系の振動特性を調べることがわかった。

- 1) 架構のいわゆるH形、X形の振動は、二重底上でも起る。二重底の剛性が低下すれば固有振動数は再振動形とも低下するが、H形の固有振動数のほうが大きく低下し、X形の固有振動数の低下の割合は少ない。
- 2) 架構を横方向に加振することによつて、二重底だけの振動を起させうること、および架構の前後方向の振動も起させうるということがわかった。
- 3) このことは架構の振動により船体のほうにも振動が伝わりうることを示しており、架構の振動が少ないからといって、船体に伝わる振動が必ずしも少ないとはいえないことを示している。したがつて、このことは架構と二重底あるいは船体との連成振動の重要さを示しているものである。

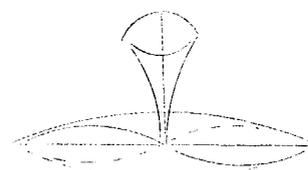


図 2.1.12 二つのモードの合成
(楕円にゆれる)

2.2 大形模型実験

2.2.1 緒 言

機関架構の共振により生じた力が二重底に伝わり、船体の水平、ねじり振動を起振し、その他種々の局部振動の原因となる場合がある。特に近年のように機関架構が巨大化されてくるにつれて、その固有振動数は低下し、主機の常用回転数附近で共振状態を生じる場合が多くなつてきた。このような状況にかんがみ、これまで実機測定、および模型実験により架構の振動特性を把握し、固有振動数計算法について種々検討してきた。その結果、架構の基部を固定とした場合、または陸上運転時のように地盤のばね定数を単純な回転ばね剛性で置換できる場合にはマイクレストッドの方法、および平面骨組構造として計算できるようになつた。

しかし架構を船体に搭載した場合、船体振動と連成して非常に複雑な振動性状を呈することが考えられる。ところが実船では構造が複雑であり、加振力も回転数の整数倍の次数があり、しかもこれらが各気筒間で位相差を持つており、また軸系からの起振力もあるため実際の振動を正確に把握することが困難である。

本実験は15,000 DWTの $1/10$ の模型船に同じく6RD76に相当する $1/10$ の架構模型をとりつけ、起振機により架構を加振し各部の振動を測定し、また架構基部と二重底の間にロードセルをとりつけ、これにより架構共振時に二重底に伝達される力を測定し、船体振動の起振力を評価するとともに、架構と船体（特に機関室）の連成振動を調査するために実施したものである。

実験は架構単独実験と架構船体合同実験とに分けられる。前者は架構を船体に搭載する前に架構の振動特性、ロードセルの特性を調べたものである。後者は架構を船体にとりつけ水槽で実験を行なつた。

2.2.2 起振機およびロードセルについて

(1) 起振機

本実験が $1/10$ の模型実験であるため重量および振動数はおのおの $1/10^3$ 、10倍となり起振機としては小形で高速のものが要求される。この実験に使用した起振機の特徴は下記のようなものである。

起振方式：アンバランス反転式（伊藤精機製）

振動数範囲：15～150 cps

最大起振力：200 Kg

最大不平衡モーメント：0.5 Kg-cm

起振方向：水平および垂直

本体寸法：約254×210×231

重 量 : 14.2kg

電 動 機 : 三相超分巻整流子電動機

作動は図 2.2.1 のように 3 個のアンバランス部があり、中心のアンバランス部はモータ軸と 1:3 の増速比となるように歯車により連結され、両側のはモータ軸よりタイミングベルトを介して連結されている。中央のものと両側のもののアンバランスウエイトの比は 2:1 となっていて、図 2.2.1 のように垂直加振の場合は水平方向の力を打消すようにしている。

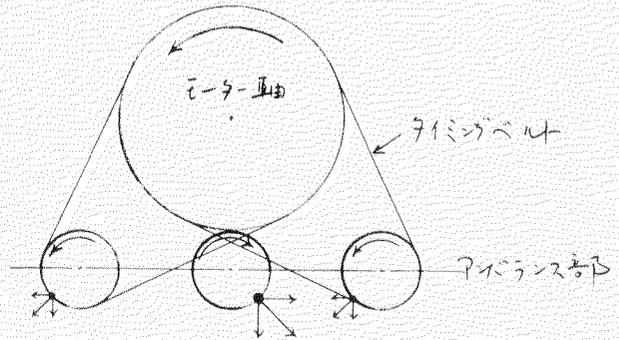


図 2.2.1 起振機

(2) ロードセル

図 2.2.2 のような形状のストレインゲージ型ロードセルを製作し使用した。ロードセル本体と架構とりつけ部との間をボールジョイントとし、架構からの力を単純に水平、垂直、前後方向に分離して求められるようにした。このロードセルを架構基部の 4 隅に設置し、力を測定した。

図 2.2.3 に起振機、図 2.2.4 にロードセルの全景を示す。

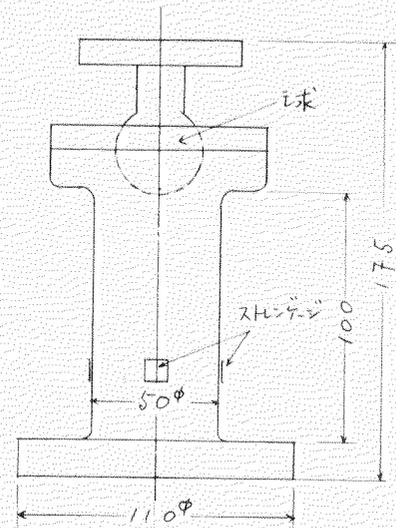


図 2.2.2 ロードセル

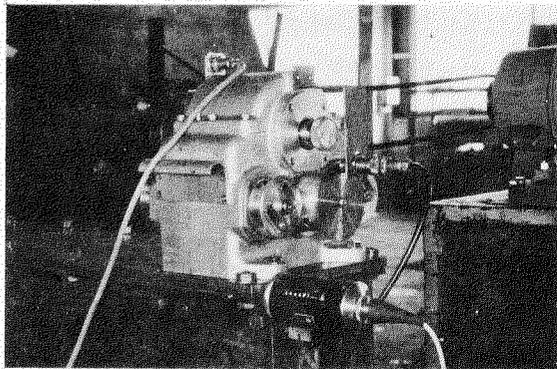


図 2.2.3 起振機

2.2.3 架構単独試験

架構を船体に積込む前に架構単独の振動特性を調べるために実施したものである。

(1) 架構模型について

架構模型は 6 RD76 機関に相当する 1/10 の簡単な鋼製模型とした。本模型では、ピストンからクランクシャフトまでの運動部および機関附属物はすべて省略したため重量がかなり小さくなっている。その補正としてシリンダジャケット部に鋼製ブロックをとりつけ等価質量が等しくなるようにした。図 2.2.6 に模型主要部の寸法を示す。

(2) 架構模型の固有振動計算

架構の基部を完全固定とした場合の固有振動を計算する。まず図 2.2.5 のように架構を高さ方向に 9 個の断面に分割し、マイクロスタッドの方法により H 形固有振動数を計算する。各断面の重量、断面二次モーメント、せん断断面積は表 2.2.1 のとおりである。

これにより H 形固有振動数を計算すると $f_H = 1.10 \text{ cps}$ となる。振動モードを実験値と対比させて示すと図 2.2.8 のようになり、計算と実験値は良く一致しているといえる。

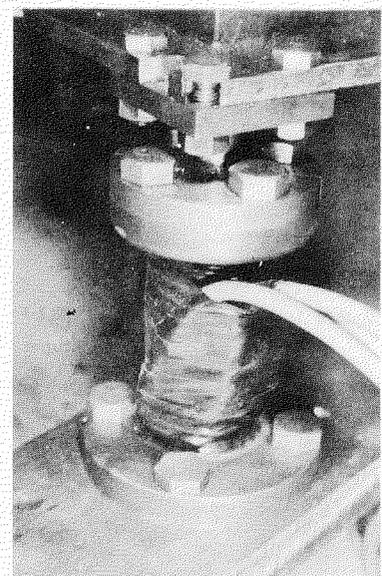


図 2.2.4 ロードセル

表 2.2.1 断面の重量、剛性分布

断面	高さcm	重量Kg	断面二次モーメント cm^4	せん断面積 cm^2
1	7.6	46.0	1.88×10^4	2.4
2	6.5	54.0	1.88	2.4
3	5.4	48.0	2.24×10^3	2.4
4	4.4	4.5	3.79	44.8
5	3.4	5.1	5.92	53.7
6	2.4	5.6	8.62	62.7
7	1.4	6.7	1.02×10^4	71.6
8	7	4.9	1.87	85.1
9	0	3.1	1.87	85.1

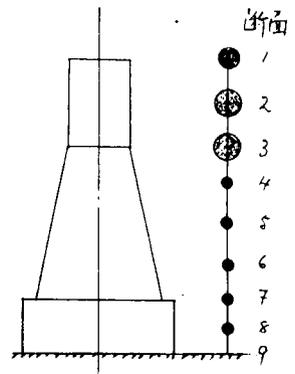


図 2.2.5 集中質量系

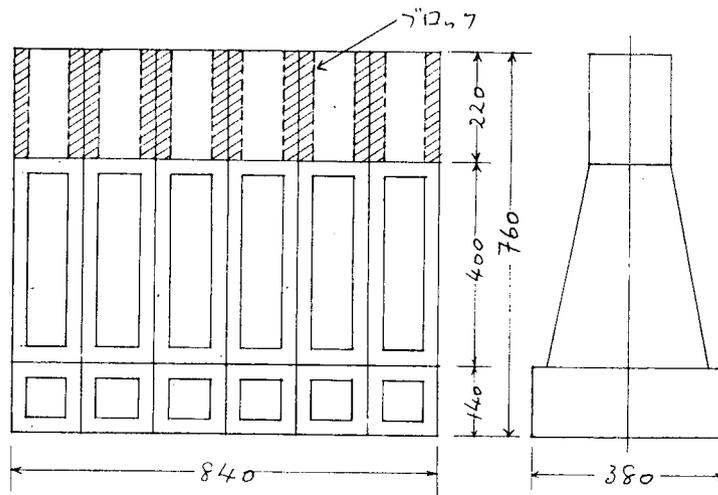


図 2.2.6 模型寸法

次に X , ω 形固有振動数は架構を図 2.2.7 のような平面骨組構造系に置換して計算することができる。

この図で m および I_x はマイクレストッドの方法による H 形固有振動数計算結果を利用して 1 自由度系に置換することにより求めることができる。

実際の計算にあたっては次のような数値を用いた。

$$m = 1.48 \times 10^{-2} \text{ Kg sec}^2/cm$$

$$I_x = 4.72 \times 10^2 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 0.79 \text{ cm}^4$$

$$J_x = 1.02 \times 10^3 \text{ cm}^4$$

$$J_y = 0.22 \text{ cm}^4$$

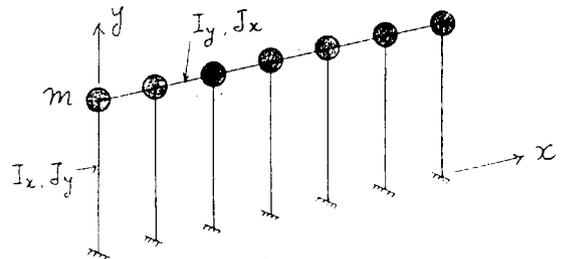


図 2.2.7 平面骨組構造系

表 2.2.2 に計算結果を実験結果と対比して示す。

表 2.2.2 架構模型固有振動数

振動形	計算値 cps	実験値 cps
H	110	108
X	170	186
ω	729	744

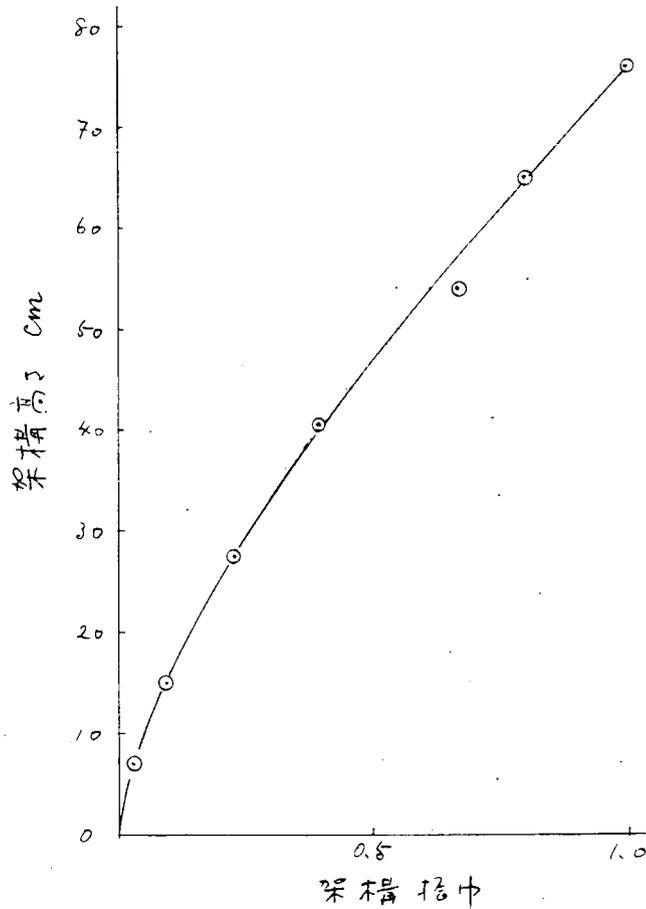


図 2.2.8 H 形振動 (計算値と実験値の比較)

(3) ロードセルの受ける力

いま架構が共振状態で図 2.2.9 のようにたわむと仮定すると、基部のロードセル 1 個が受ける水平方向の力 P_H および垂直方向の力 P_V は次の式により与えられる。

H 形振動に対しては、

$$P_H = \frac{1}{4} \sum_1 m_i x_i^2 \omega^2$$

$$P_V = \frac{1}{2L} \sum_1 m_i x_i^2 \omega^2 l_i$$

ただし、 m_i : i 断面の質量 $kg \text{ sec}^2 / cm$

x_i : " 振幅 cm

l_i : " 基礎からの高さ cm

ω : 円振動数 rad/sec

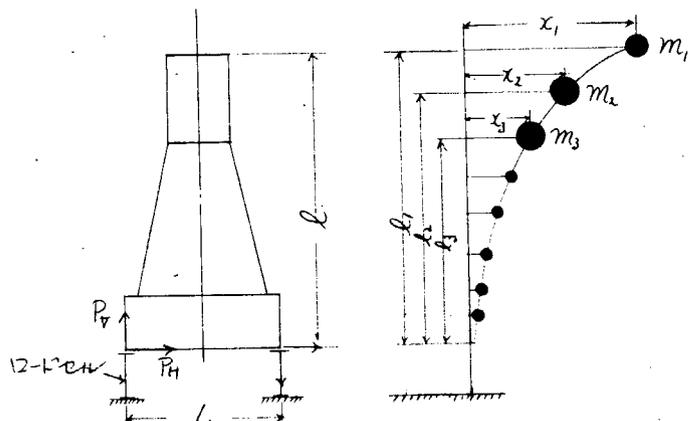


図 2.2.9 ロードセルの受ける力

X 形振動に対しては、

$$P_H = \frac{1}{2} \sum_j \sum_i m_{ij} x_{ij}^2 \omega^2$$

$$P_V = \frac{1}{L} \sum_j \sum_i m_{ij} x_{ij}^2 \omega^2 l_i$$

ただし、この場合 m_{ij} は架構 1 本に対する値を意味する。

またサフィックスの j は図 2.2.10 の意味であり、6 気筒の場合 $j = 3$ をとる。

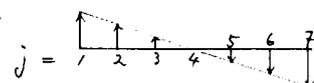


図 2.2.10

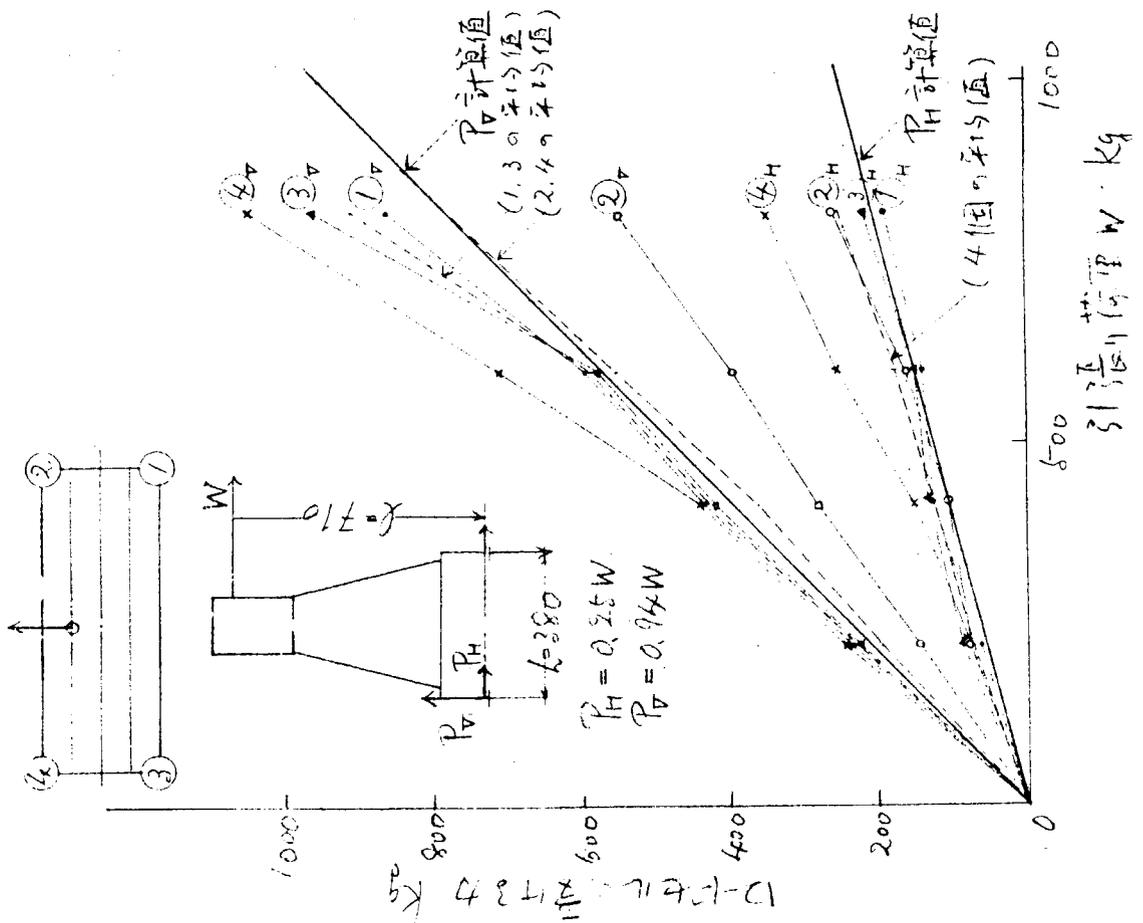
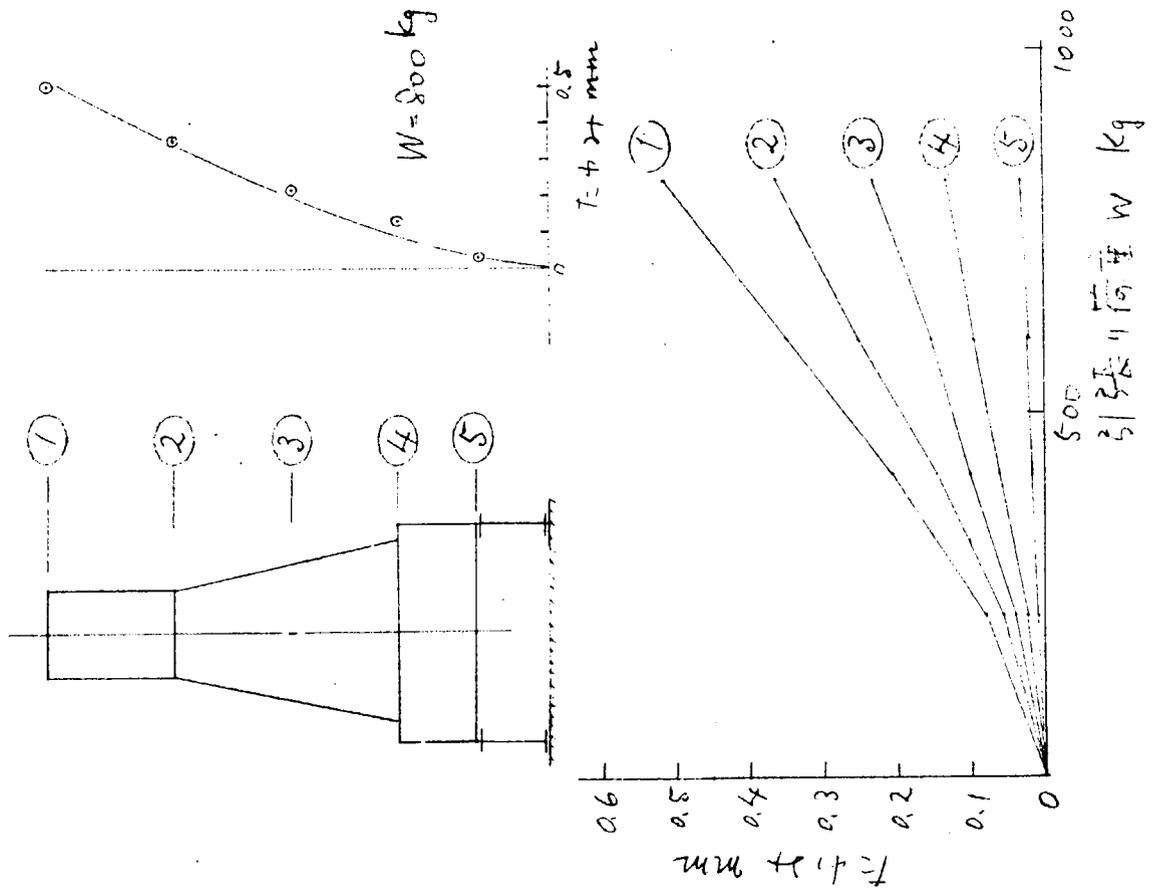


図 2.2.1.1 静荷重試験

(a) 静たわみ試験

振動実験の前に静荷重による架構のたわみ、およびロードセルの受ける力を測定した。図 2.2.1.1 のように架構頂部に水平方向の引張り荷重を与え、そのときの架構各部のたわみ、および基部ロードセルの受ける力を測定した。この結果を計算値と対比させて図 2.2.1.1 に示す。

これを見ると測定値は計算値のまわりになんまり大きくばらついていて垂直方向の力 P_V については、 $\%2$ が特に小さく、 $\%4$ が特に大きい。しかし、 $\%1$ と $\%3$ の平均（引張力）および $\%2$ と $\%4$ の平均（圧縮力）をとれば、計算値になんまり近づいてきて $W = 800\text{Kg}$ での誤差は 15% 程度である。一方水平方向の力については、 $\%4$ が特に大きい、4 個の平均をとれば計算値になんまり近づいてきて $W = 800\text{Kg}$ での誤差は 10% 程度となる。

(b) 振動実験

（ロードセルつき、基礎固定の場合）

実験は図 2.2.1.2 のように架構頂部にとりつけた起振機により架構を水平方向に起振し、そのときの架構の振動モードおよび架構基部にとりつけられたロードセルの受ける力を測定した。架構の振動モードの測定には、振動計および加速度計を使用した。

図 2.2.1.3 に振動スペクトラム、図 2.2.1.4 に H 形、X 形、 \times 形の振動モード、および図 2.2.1.5, 1.6 に H 形、X 形共振時のロードセルの受ける力を計算値と対比して示す。なお固有振動数は次のとおりである。

$$f_H = 62\text{ cps}$$

$$f_X = 128\text{ cps}$$

$$f_{\times} = 742\text{ cps}$$

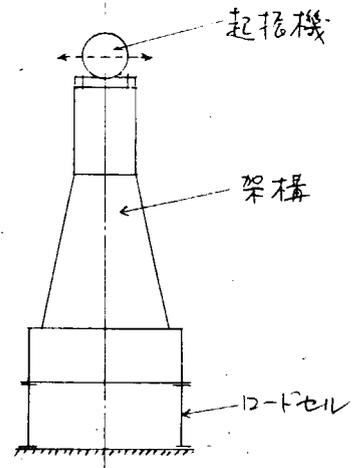


図 2.2.1.2 加振状況

なおこの中 f_x はマグネット加振器により求めた値である。また本模型は軸方向の剛性が弱かつたため軸方向の固有振動数が 53.5 cps であらわれている。

次に H 形振動時の基部ロードセルの受ける力 P_V および P_H を測定した振動モードをもとにして求めてみる。各断面の基部からの高さ、重量、振動加速度より慣性力および基部にかかるモーメントを計算すると表 2.2.3 のようになる。

表 2.2.3 慣性力およびモーメント

断面	基礎からの高さ	重量	振動加速度	慣性力	基部にかかるモーメント
	l_i cm	w_i Kg	α_i g	$w_i \alpha_i$ Kg	$w_i \alpha_i \cdot l_i$ Kg cm
1	7.6	46.0	1.79	82.3	6,250
2	6.5	54.0	1.51	81.5	5,280
3	5.4	48.0	1.25	59.8	3,230
4	4.4	4.5	1.05	4.7	207
5	3.4	5.1	0.82	4.2	143
6	2.4	5.6	0.69	3.9	94
7	1.4	6.7	0.51	3.4	48
8	7	4.9	0.40	2.0	14
9	0	3.1	0.28	0.9	0
計				242.7	15,266

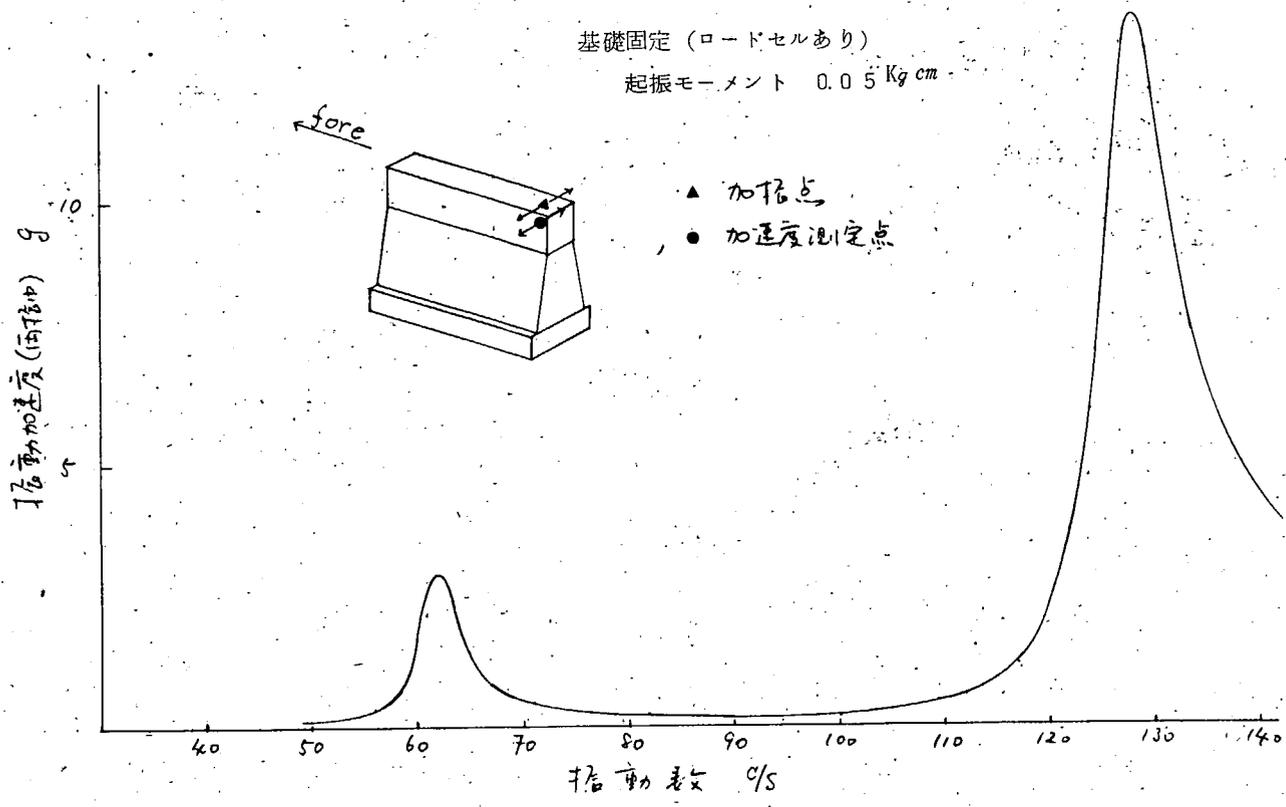


図 2.2.13 振動スペクトラム

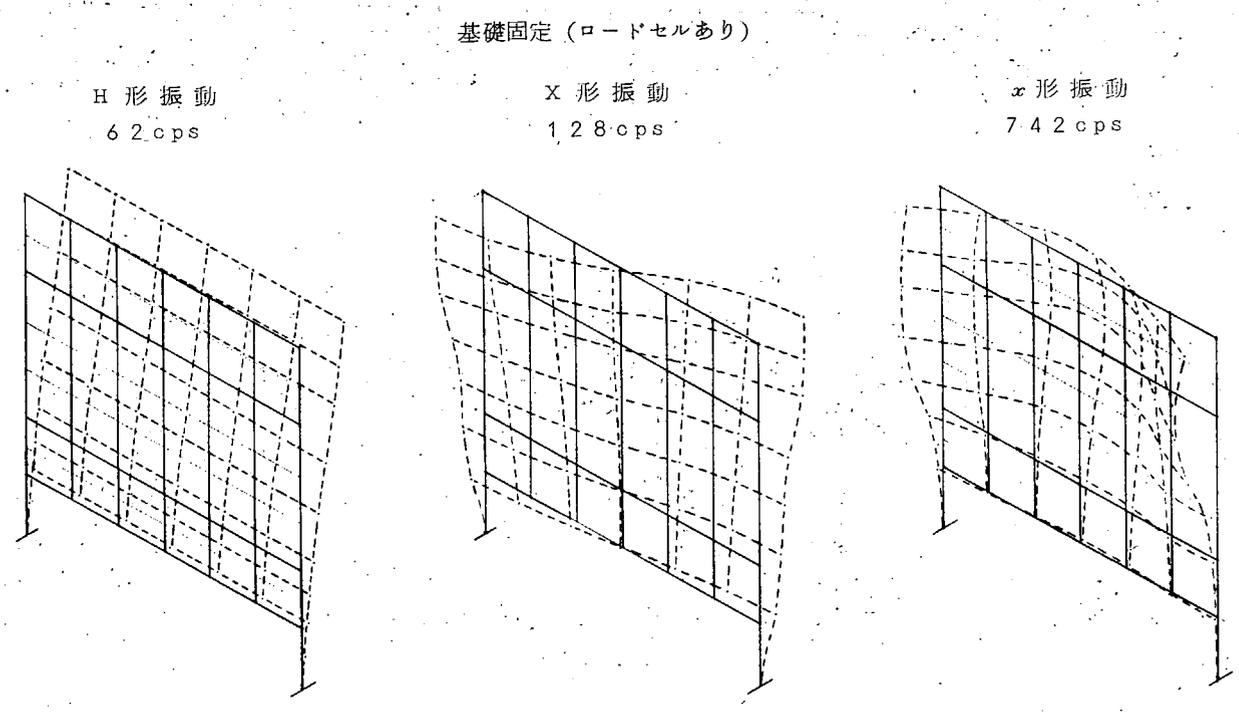
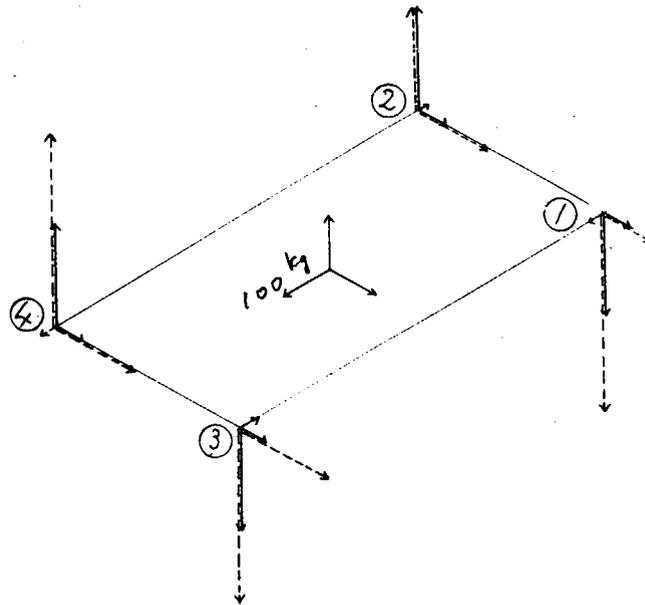
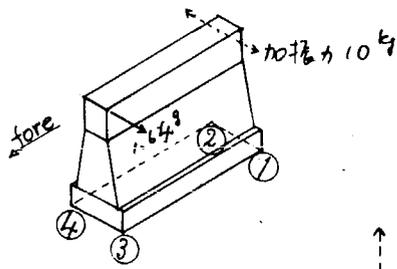
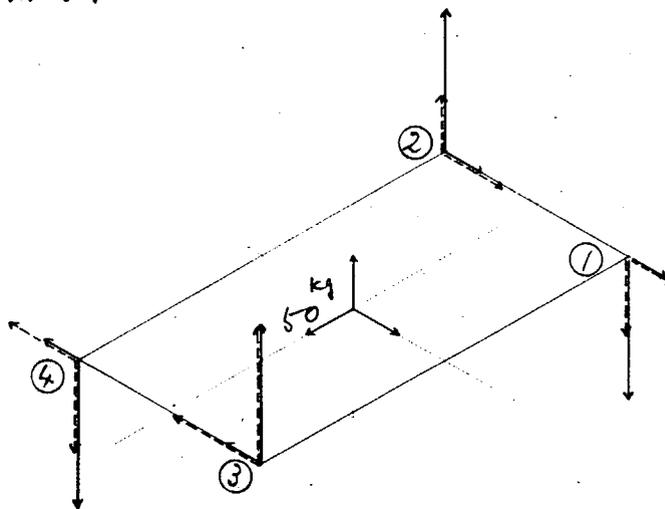
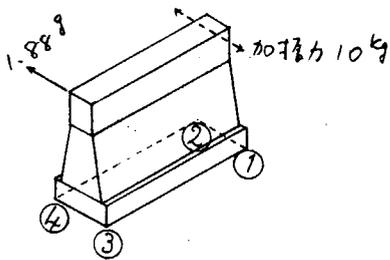


図 2.2.14 振動モード



基礎固定
 $f_H = 6.2 \text{ cps}$
 架構後端水平加振
 — 計算値
 - - - 実測値

図 2.2.15 ロードセルの受ける力 (H形共振時)



基礎固定
 $f_x = 12.8 \text{ cps}$
 架構後端水平加振
 — 計算値
 - - - 実測値

図 2.2.16 ロードセルの受ける力 (X形共振時)

したがってロードセル1個の受ける力は、

$$P_H = \frac{W_i \alpha_i}{4} = \frac{242.7}{4} = 61 \text{ kg}$$

$$P_V = \frac{W_i \alpha_i \ell_i}{2L} = \frac{15,266}{2 \times 38} = 202 \text{ kg}$$

図 2.2.15, 16 の計算値とはこのようにして求めた値を意味している。

(c) 振動実験

(ロードセルつき、基礎が回転剛性を持つ場合)

実機の架構振動においては基礎部の回転剛性を考慮しなければならない。したがって本実験も前述の基礎固定の実験のほか、図 2.2.17 のように架構の基部に板をとりつけ、これにより回転剛性をもたせるようにした場合の実験も実施した。実験のやり方は前述の基礎固定の場合と全く同様である。図 2.2.18, 19 に H 形、X 形共振時にロードセルの受ける力を計算値と対比して示す。なお基礎に回転剛性を持たせた場合、架構の固有振動数は次のようになる。

$$f_H = 55 \text{ cps}$$

$$f_X = 120.5 \text{ cps}$$

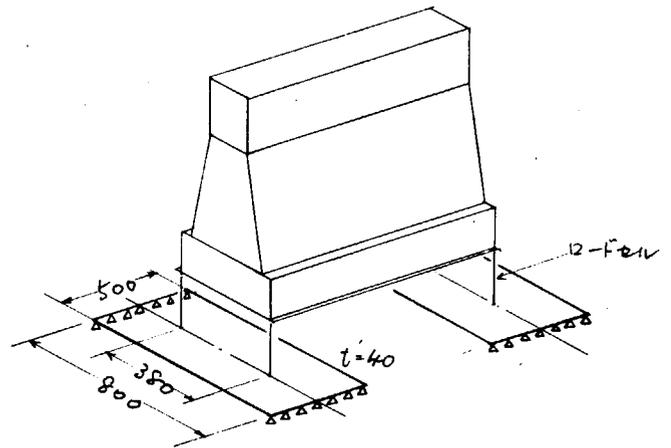


図 2.2.17 板のとりつけ状態

2.2.4 実機に対する計算

41 年度に実測を行なった 6 RD 90 機関についてみる。 f_H , f_X およびそのときの架構頂部の振動振幅は表 2.2.4 のとおりである。架構の振動モードを図 2.2.20 に示す。

表 2.2.4 固有振動数および振幅

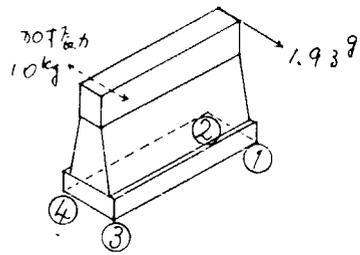
	振 動 数	振 幅	次 数
f_H	7.1 cps	0.202 mm	6
f_X	13.6	0.14	9

また、架構の高さ方向の重量分布は表 2.2.5 のとおりである。

表 2.2.5 重量分布

断 面	高 さ	重 量
1	970 cm	$1.91 \times 10^4 \text{ Kg}$
2	861	$3.85 \times \text{ ''}$
3	758	1.57×10^5
4	636	5.63×10^4
5	503	$5.04 \times \text{ ''}$
6	370	$2.21 \times \text{ ''}$
7	236	1.38×10^5
8	70	3.74×10^4
9	0	
		計 $518.8 \times 10^3 \text{ Kg}$

これにより計算した結果を図 2.2.21 に示す。



基礎が回転剛性を持つ場合

$$f_H = 55 \text{ cps}$$

架構前端水平起振

—— 計算値

----- 実測値

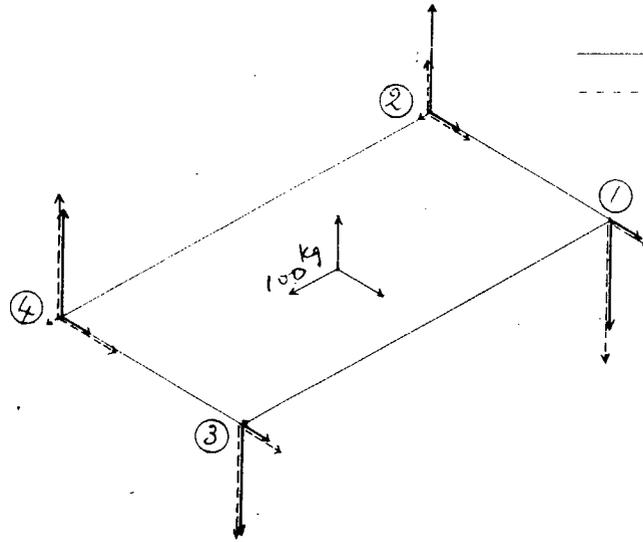
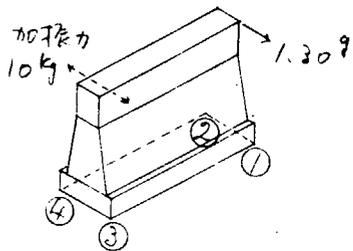


図 2.2.18 ロードセルの受ける力 (H形共振時)



基礎が回転剛性を持つ場合

$$f_X = 120.5 \text{ cps}$$

架構前端水平起振

—— 計算値

----- 実測値

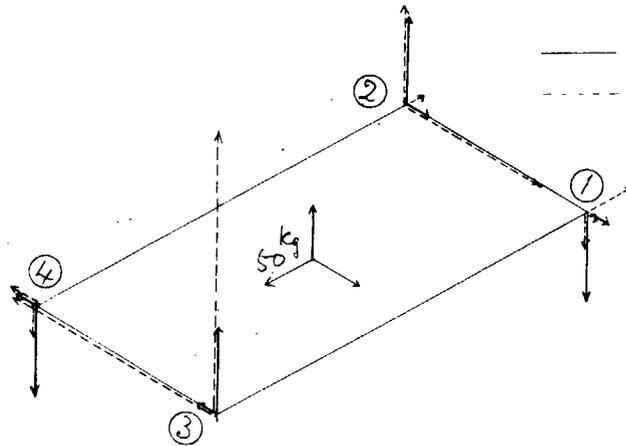


図 2.2.19 ロードセルの受ける力 (X形共振時)

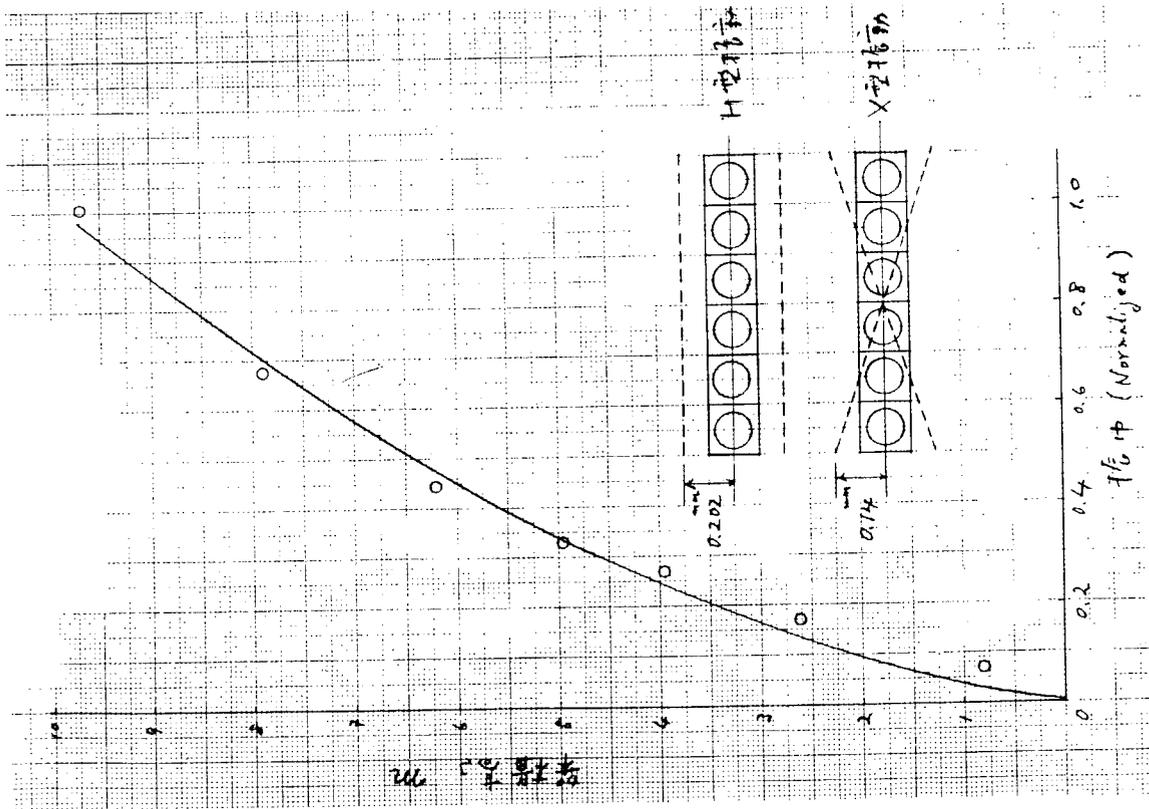


図 2.2.20 架構振動モード (6 R D 9 0 機関)

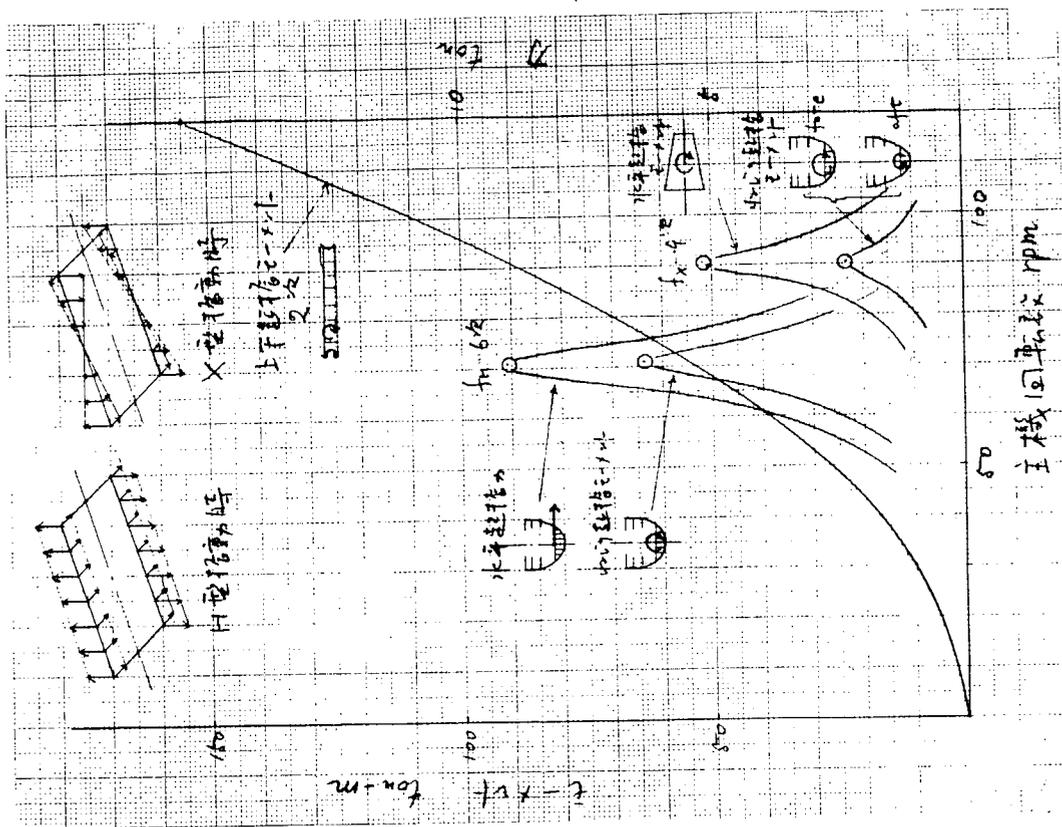


図 2.2.21 架構共振時に二重底にかかる力およびモーメント (6 R D 9 0 機関の 1 例)

2.2.5 合同実験

(1) 実験条件

架構単独試験終了後、この架構模型を $1/10$ の船体模型に搭載し同様な起振機実験を行なった。この場合、船の載荷状態は Full Ballast Condition および Light Load Condition で実施した。Full Ballast Condition の場合のバラストの配分状態を表 2.2.6 に示す。Light Load Condition というのは Hull Weight のみの場合である。

また、架構基部にロードセルをつけた場合、4点を介して二重底と接続するようになるため、実際の場合とはやや振動の状態が異なると考えられたので、この他にロードセルを除き、架構基部を直接二重底にとりつけた実験も行なった。

起振機は単独試験同様架構頂部にとりつけ、主として水平起振、補足的に垂直起振により実験した。図 2.2.2 に船体模型の全景を、図 2.2.3 に起振状況を示す。

表 2.2.6 排水量、バラスト、吃水

状 態	Full Ballast Condition	Light Condition
排 水 量	約 9,500 Kg	約 3,500 Kg
バ ラ ス ト	No.1 Cargo Hold 約 2,000 Kg	
	2 " 800	
	3 " 1,600	
	4 " 1,600	
	5 " 1,600	
吃 水 fore	45.0 cm	11.0 cm
⊗	51.0	24.0
aft	57.7	38.0

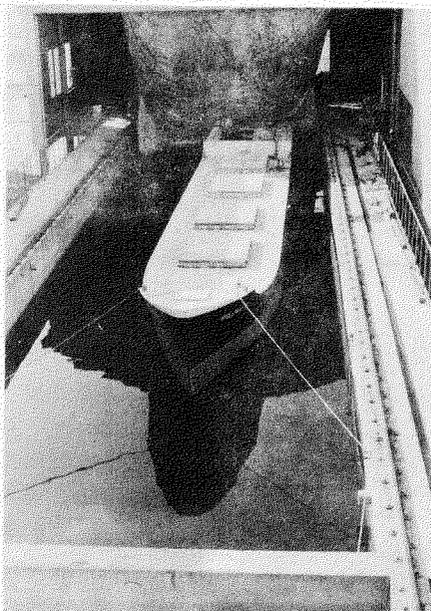


図 2.2.2.2 模型船

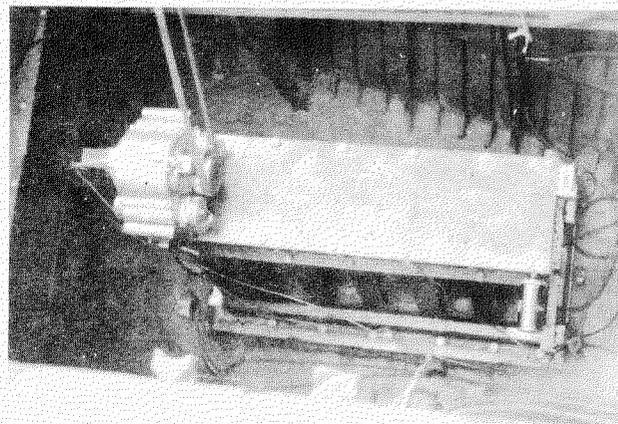


図 2.2.2.3 起振状況

図 2.2.2.3 起振状況

(2) 実験結果

図 2.2.24 に Full Ballast Condition における架構の共振曲線を、図 2.2.25, 26 におのおの H 形振動、X 形振動の共振時の架構、二重底断面の振動、およびロードセルの受ける力を示す。また、図 2.2.27 ~ 2.2.29 に Light Condition 時のものを示す。なおこのとき加振はいずれも機関架構の頂部前端で水平方向に加振しており、架構の固有振動数は、 $f_H = 27 \text{ cps}$ 、 $f_X = 74 \text{ cps}$ である。また、図 2.2.30 ~ 2.2.36 に Light Condition における、ロードセルのない場合の各共振点における架構および二重底の振動モードを示す。加振位置および加振方向は前と同じで架構の固有振動数は $f_H = 40 \text{ cps}$ 、 $f_X = 130 \text{ cps}$ である。

2.2.6 測定結果

以下すべて Light Condition のときのロードセルのない場合の架構と船体の振動についてのべる。

(1) 架構の固有振動数

基部を固定とした場合の架構の固有振動数は実測値で H 形振動が 108 cps 、X 形振動が 186 cps であつた。これを船体に搭載した場合、H 形振動が 40 cps 、X 形振動が 130 cps で $f_X / f_H = 3.2$ となつており、実機に比べてこの比率が大きい。これは模型における二重底の剛性が小さく、これが H 形振動のほりに大きく影響したためであろうと考えられる。また本実験では $0 \sim 150 \text{ cps}$ (実機に換算して $0 \sim 15 \text{ cps}$) の範囲について実施したが、この範囲では、架構の固有振動と考えられるものは、H 形 (40 cps)、X 形 (130 cps) のみで X 形は振動数が高いためにもろん現われず、その他二、三の実機測定結果にみられるような X 形より振動数の高い H 形振動 (これは、架構の水平振動と二重底の上下振動の位相が、いわゆる H 形振動とは逆になつているモード) は認められなかつた。

(2) 二重底の固有振動数

架構搭載前の上下加振実験による $70 \text{ cps} \sim 130 \text{ cps}$ の間で船首端、船尾端、二重底 (fr. 39 Section 中心線上) および二重底 (fr. 39 Section 左舷側) の振動を調べてみると次のとおりである。なお船体の垂直振動は、2 節 ... 19 cps 、3 節 ... 34 cps 、4 節 ... 45 cps である。

振動数 (cps)	振動状況
70	船尾端、二重底が大きい。
76.5	"
115	"
123	二重底、船首端が大きい。
124	船尾端、二重底が大きい。船首端にはピークはない。
127	二重底のみ。船首端、船尾端にはピークはない。
130	船首端も大きい、特に二重底の振動が大きい。

このように $70 \sim 130 \text{ cps}$ の間に船体の上下振動の高次のものであるいは二重底の振動と考えられるものがあるが、これらは、いずれも振動モードが明確ではなく、両者を明確に区別することはできない。また二重底の振動モードも 4 辺を支持としたような典型的なモードを見出すことはできなかつた。

架構を搭載した場合の架構頂部で上下加振をした場合の振動と上記振動を比較してみると 70 cps 、 76.5 cps のものは、はつきり対応しているが、振動数がそれ以上になつてくると、明確な対応を示さない。

架構共振時の二重底の振動モードは、予測されたとおりのものであつたが、二重底断面の側面で支持されたようなモードではなく、この部分の架構の振幅は相当大きい。たまたま本実験の場合、H 形、X 形の固有振動数の附近に船体の水平 2 節 (37 cps) および水平 4 節 (120 cps) の固有振動があるため、この影響によりこのようなモードになつたものか、もともと二重底側面が支持という条件になつていないのかは不明である。

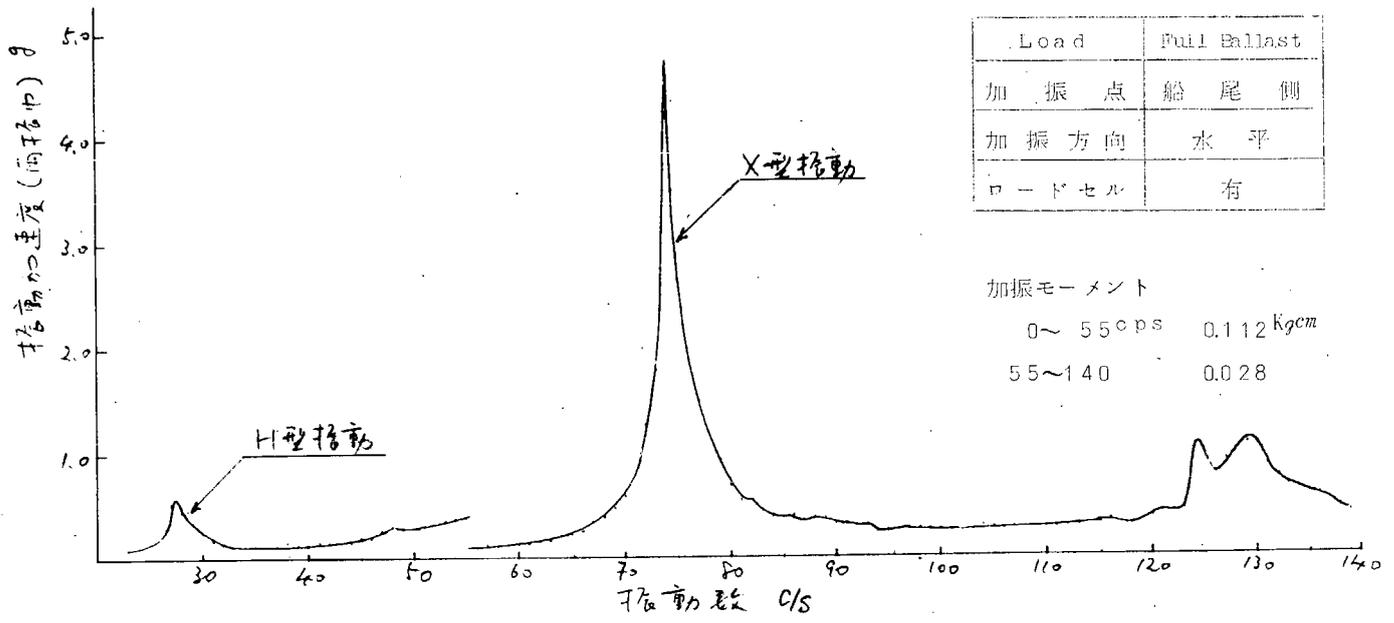


図 2.2.24 振動スペクトラム (架構上部後端)

振動数 27.1 cps (H形振動)

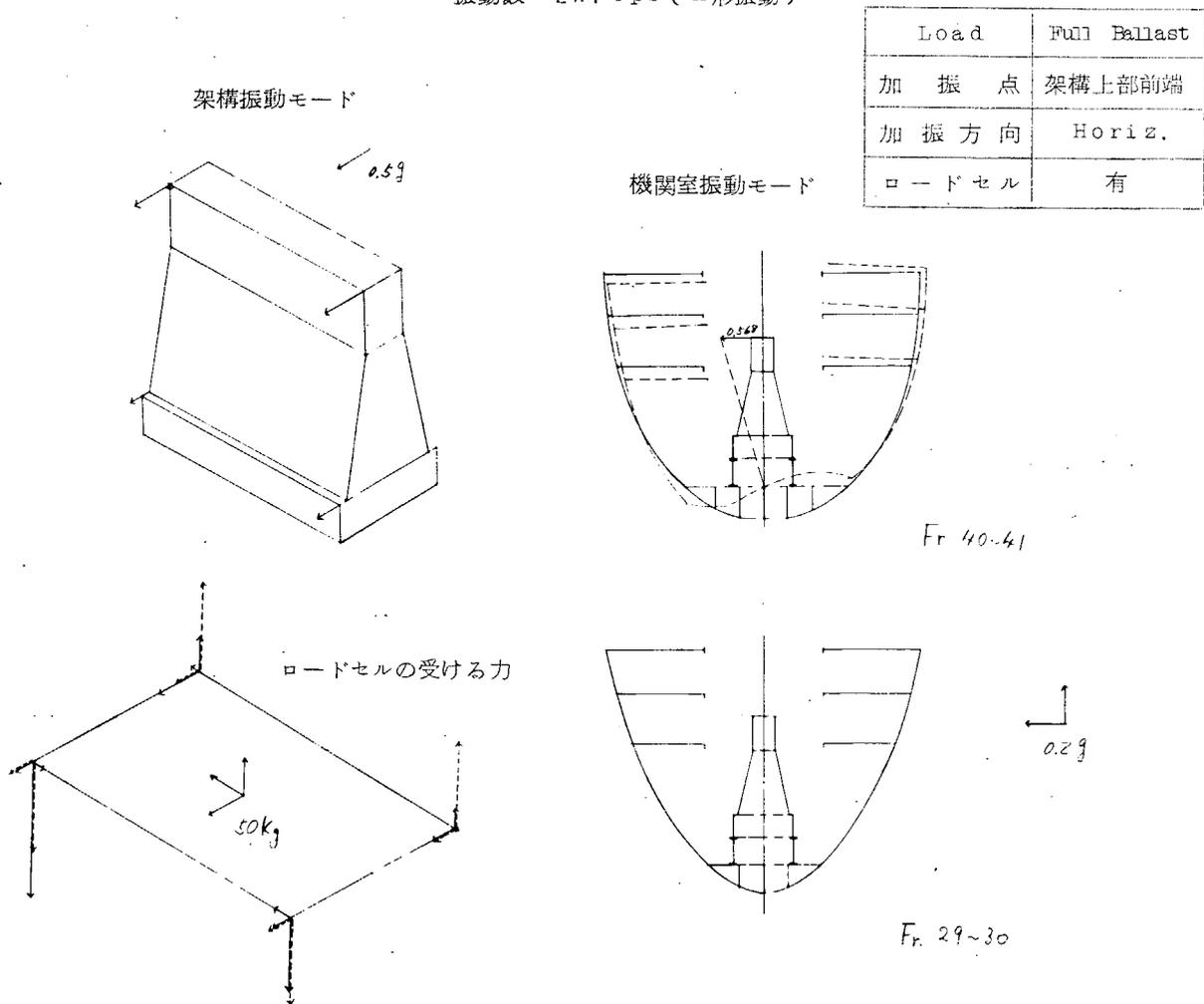


図 2.2.25

振動数 74.1 cps (X形振動)

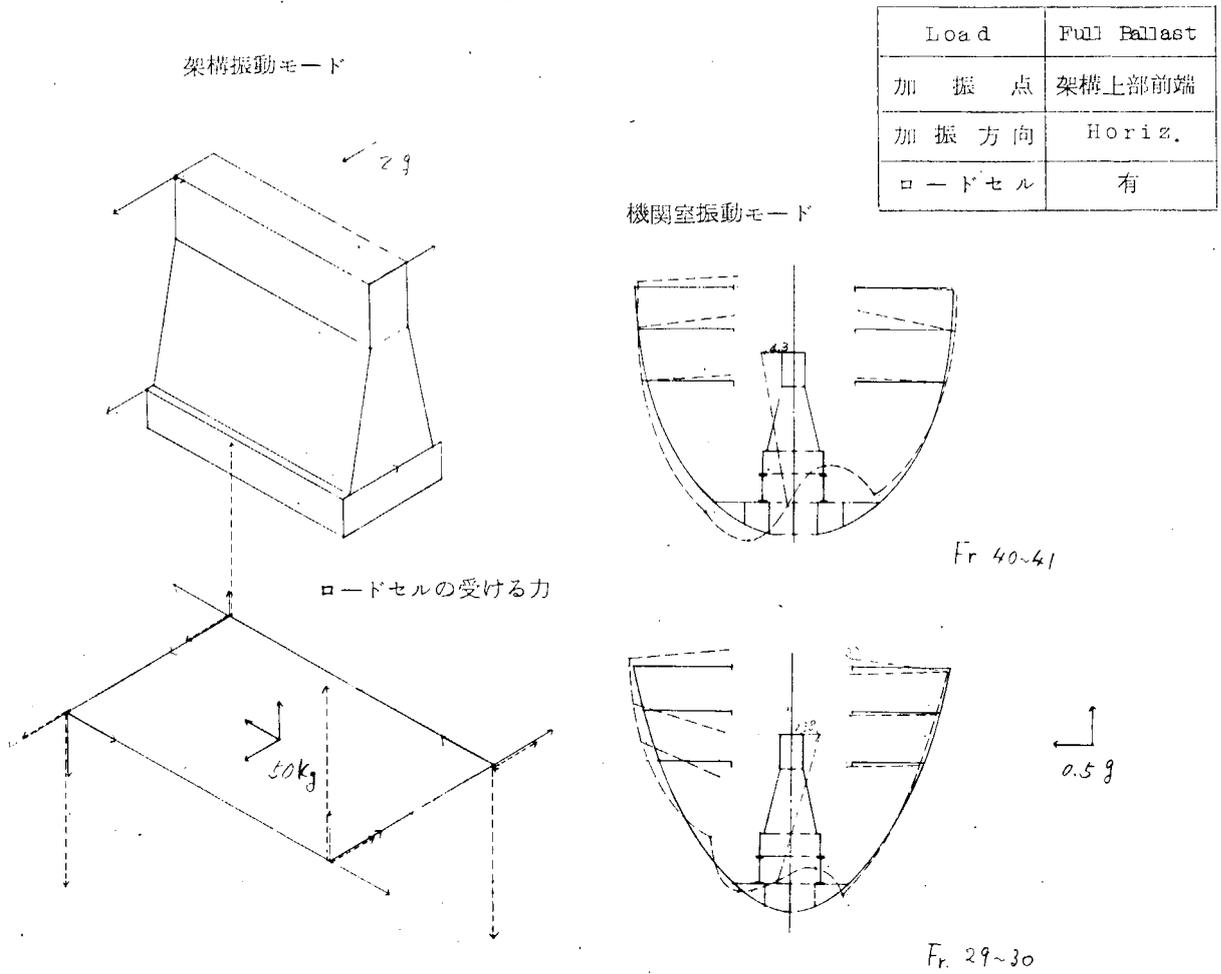


図 2.2.26

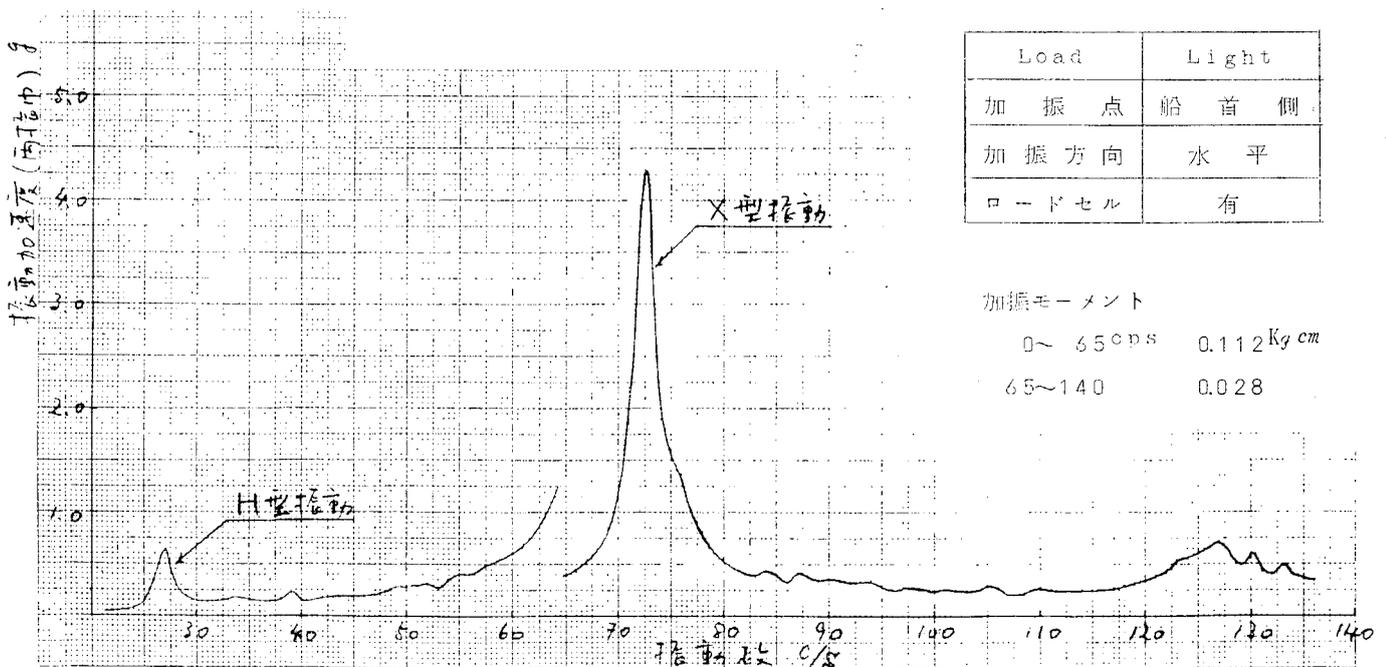


図 2.2.27 架構の振動スペクトラム

振動数 26.8 cps (H形振動)

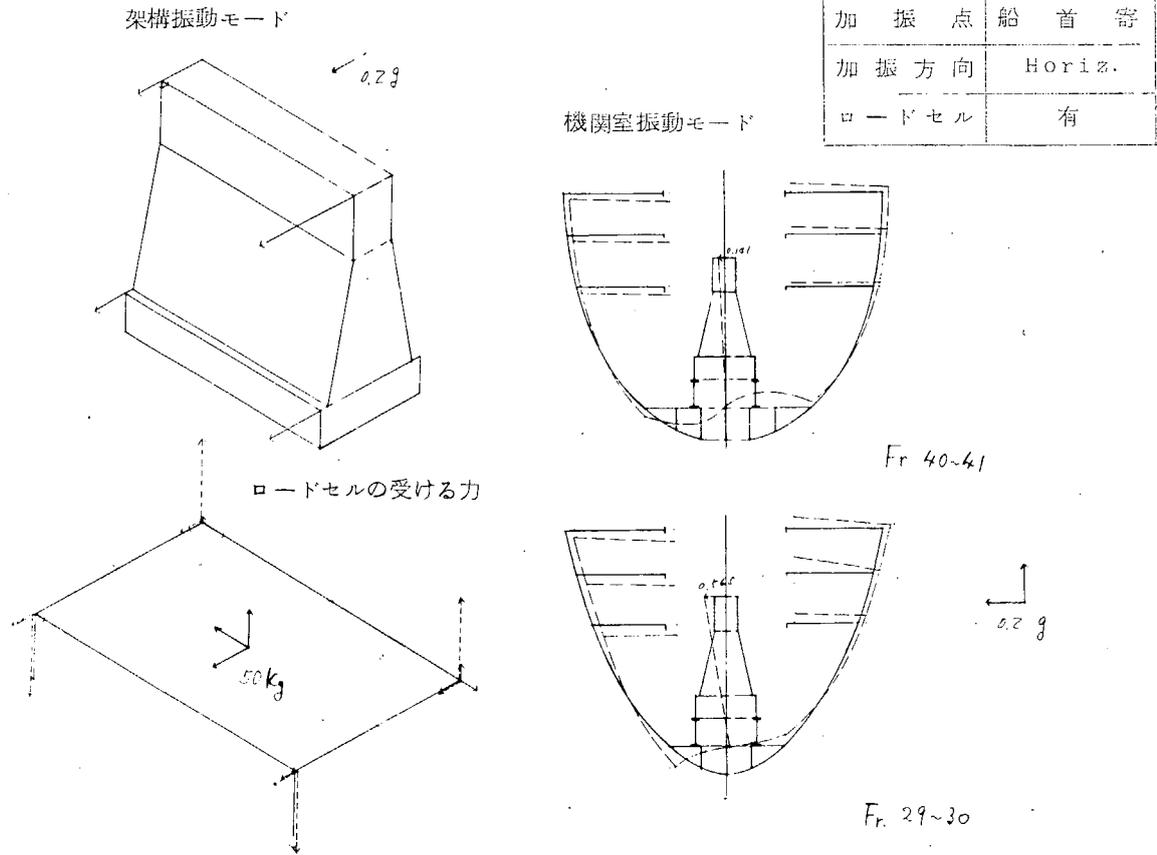


図 2.2.28

振動数 75.0 cps (X形振動)

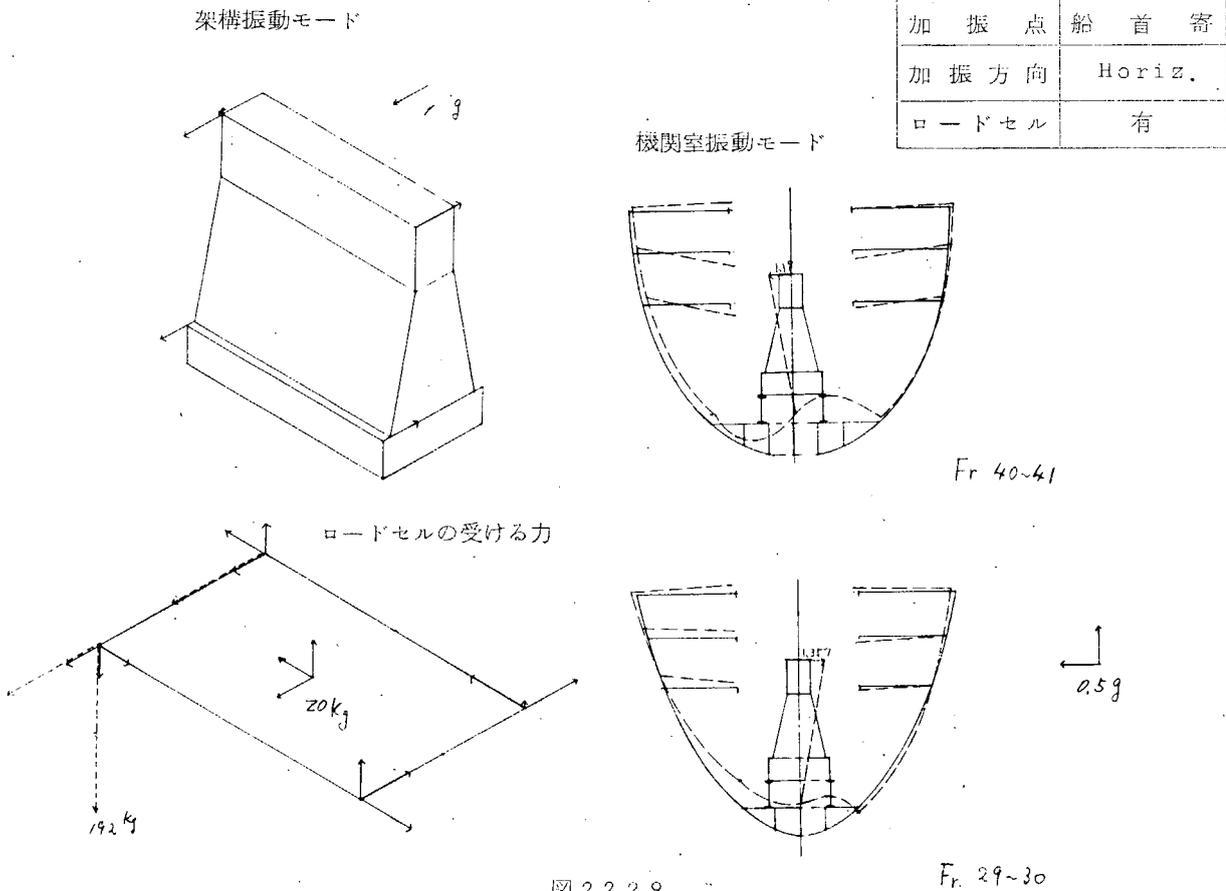


図 2.2.29

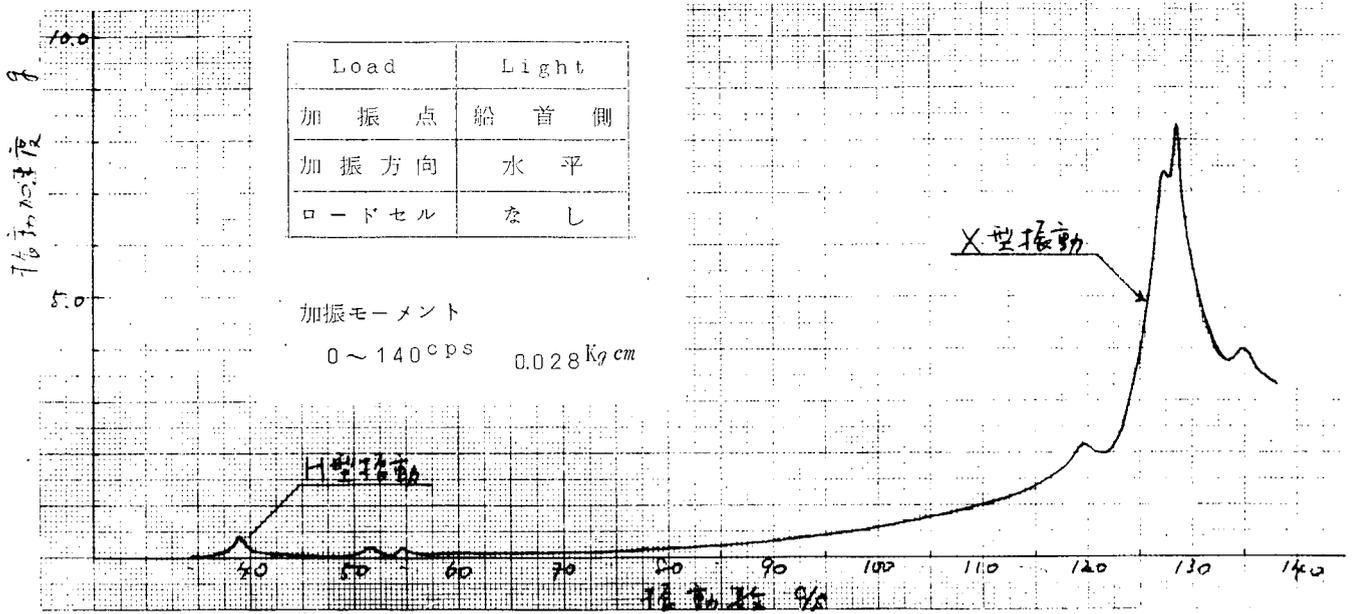
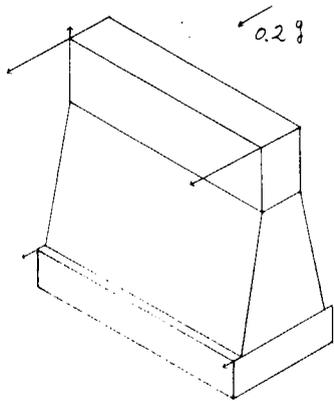


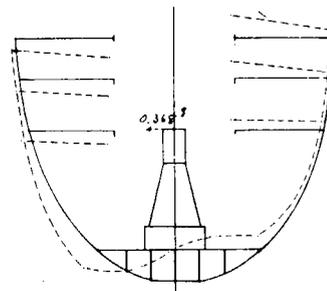
図 2.2.3 0 架構の振動スペクトラム

振動数 39.6 cps (H形振動)*

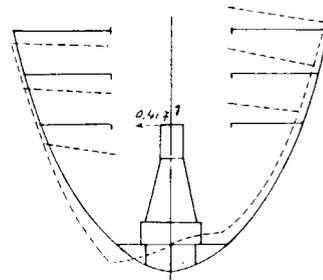
架構振動モード



機関室振動モード



Fr. 40~41



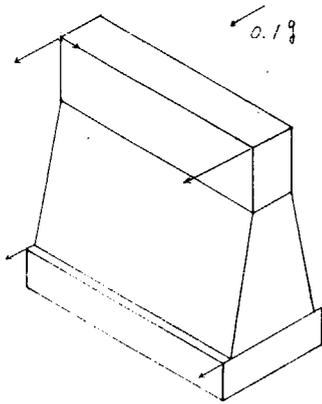
0.2g

Fr. 29~30

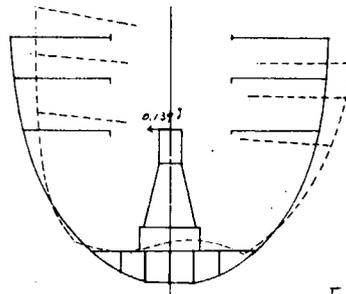
図 2.2.3 1

振動数 53 cps*

振構振動モード

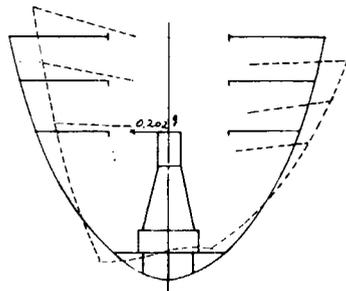


機関室振動モード



Load	Light
加振点	架構頂部前端
加振方向	水平
ロードセル	なし

Fr. 40~41



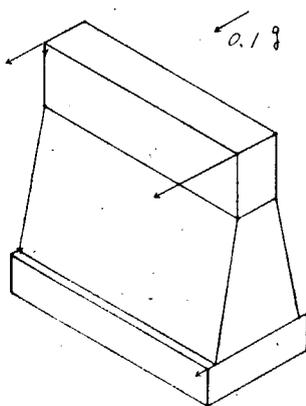
↑
0.1g

図 2.2.3 2

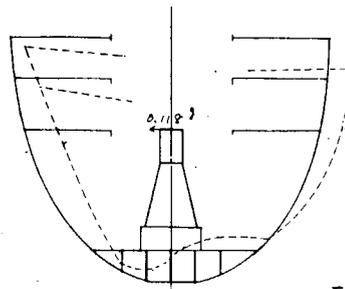
Fr. 29~30.

振動数 73 cps*

架構振動モード

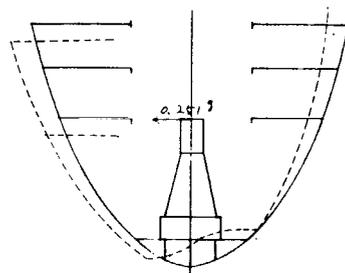


機関室振動モード



Load	Light
加振点	架構頂部前端
加振方向	水平
ロードセル	なし

Fr. 40~41



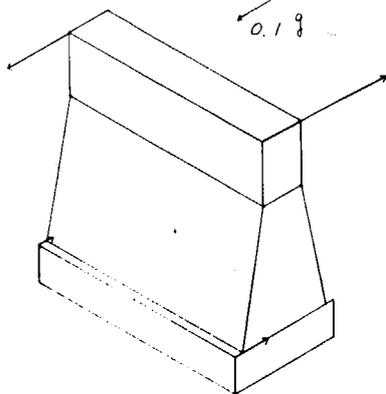
↑
0.1g

図 2.2.3 3

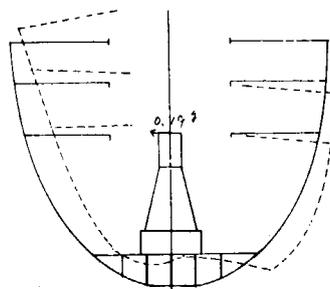
Fr. 29~30

振動数 95 cps *

架構振動モード

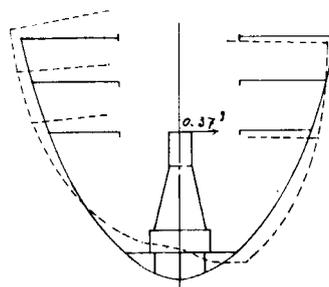


機関室振動モード



Load	Light
加振点	架構頂部前端
加振方向	水平
ロードセル	なし

Fr. 40-41



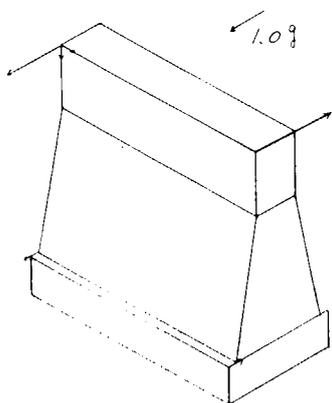
0.2g

図 2.2.3 4

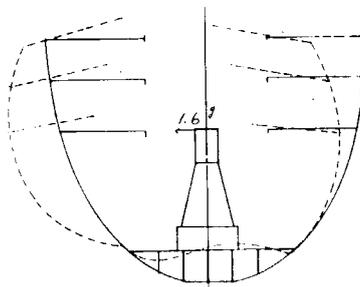
Fr. 29-30

振動数 120 cps *

架構振動モード

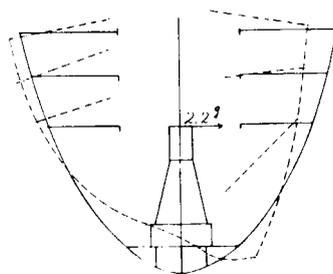


機関室振動モード



Load	Light
加振点	架構頂部前端
加振方向	水平
ロードセル	なし

Fr. 40-41



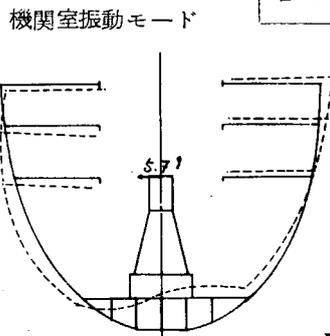
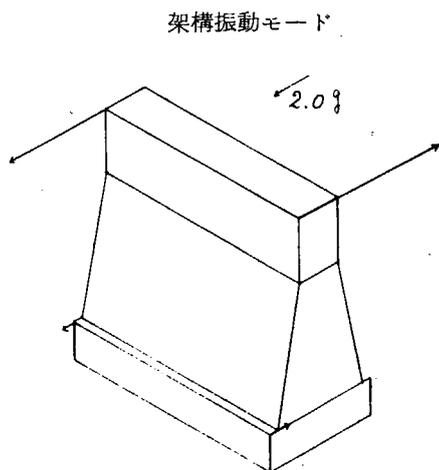
0.5g

図 2.2.3 5

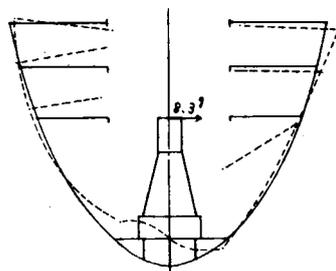
Fr. 29-30

振動数 129 cps (X形振動) *

Load	Light
加振点	架構頂部前端
加振方向	水平
ロードセル	なし



Fr. 40~41



2.0g

図 2.2.3 6

Fr. 29~30

(3) 船体の水平ねじり振動

架構搭載前においては起振力が小さかつたため、70 cps 以下の水平ねじり振動はあらわれなかつた。70 cps 以上のもので船体の本平ねじり振動と考えられるものを列挙すると次のとおりである。

71, 84.5, 87.5, 96, 117 cps

架構搭載時にはH形振動が40 cps にあるため架構の共振による強制力が大きいため、低次のモードもあらわれた。これらを列挙すると次のとおりである。

37.0	水平	2 節
53.0	ねじり	1 "
73.0	水平	3 "
95.5	ねじり	2 " ?
106.5	"	" ?
120.0	水平	4 "

これらのモードを比較してみると架構搭載前の71, 96, 117 cps が架構搭載時の73, 95.5, 120 cps に対応していて、振動数も大きな変化はないようである。ただし架構搭載前の84.5、および87.5 cps と架構搭載後の106.5 cps のモードが明確な水平ねじりのモードを示していない。

また架構のH形、X形の固有振動数が40 cps および130 cps にあるため、この附近の水平、ねじり振動の振幅はこの影響をうけて架構搭載前の振幅にくらべてはるかに大きくなっている。

3. 実機実験

3.1 実機の起振実験および運転時振動実験

3.1.1 起振実験

(1) 緒言

近年、船体の巨大化、機関の大形化に伴ない、機関の横振動共振振動数が機関の常用回転数範囲内に存在することが多々あり、その機関共振時における機関架構部品に生ずる応力、チャージャ等の振動による被害および船体振動への影響 — 船体強度および居住性への影響 — を確実に把握することが設計上、不可欠な問題となつている。そのためにも、機関自体の固有振動数の計算法を作成するだけでなく、船体、ことに機関室と機関との振動系を考え、それらの連成振動時における固有振動数、振動モードおよび振幅を予知し、しいては共振時における部品の応力振幅、船体振動への起振力を推定することが必要となつてくる。

そこで本研究ではその第一歩として、機関を運転定盤上に据付けたときの機関起振実験、および船体に搭載したときの機関、船体起振実験を行ない、二重底を考慮した上での機関、船体（機関室）連成振動の振動特性を解析するとともに機関条件、載荷条件の影響を調査し理論解析に必要な一資料を得ることを目的とした。

ここでは、日立造船において、90,400 D.W.T タンカ主機（日立B&W 984-VT2BF-180形機関、20,700 P S）の陸上組立時において、起振位置の影響を検討するとともにタイボルト、基礎ボルト、オイルドアなど機関の状態を変えて、横方向および前後方向起振実験を行なうことにより、機関架構、架台、運転定盤の振動を測定し、固有振動数および共振点における振幅および振動モードを求め、それらの比較検討を行なつた。また、さらに、本機関を船に搭載して、機関の横、前後および船体の横、上下起振実験を行ない（機関起振の場合起振位置の変更実験も行なつた）、機関架構、架台、二重底の振動を測定（これ以外に船体分科会において機関室壁および上甲板の振動を測定している）し、機関あるいは船尾（機関室特に二重底）の共振時における振幅および振動モードを求め機関室連成振動特性を解析し、かつ載荷重量、ブレーシングの有無の影響を調査した。

(2) 測定機関および同機関搭載船の仕様

(a) 測定機関（日立 B & W 984-VT2BF-180形）

シリンダ径／行程／シリンダ数：840 mm／1,800 mm／9

回転数／出力（M.C.O.計画）：114 rpm／20,700 P S

着火順序：1-6-7-3-5-8-2-4-9

(b) 測定船舶（90,400 D.W.T Tanker）

L × B × D：264 m 00 × 39 m 00 × 19 m 00

△ 満載／半載：125,820 LT／62,986 LT

吃水、トリム 満載： d_f 14 m 50, d_m 14 m 44, d_a 14 m 38, トリム 0 m 12

半載： d_f 6 m 23, d_m 7 m 68, d_a 9 m 13, トリム 2 m 90

プロペラ直径／翼数：6,600 mm ϕ ／5

C_b 値 満載／エンジン位置：0.8349, Aft

船尾形状：Shoe Piece あり（図 3.1.6 参照）

(3) 使用起振機

(a) 起振機

本実験に使用した起振機は図 3.1.1 に示すように不平衡重錘を同一軸まわりに逆転させ起振力を得るもので、本機の仕様は次のとおりである。

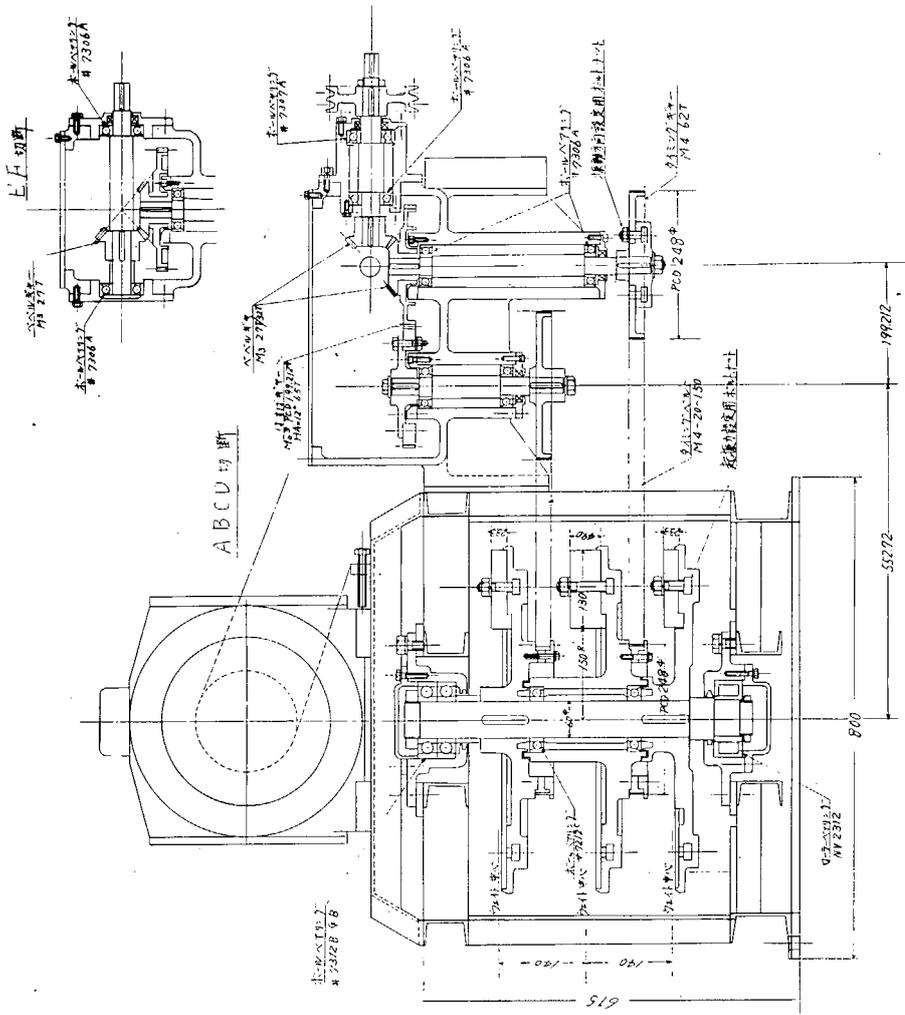
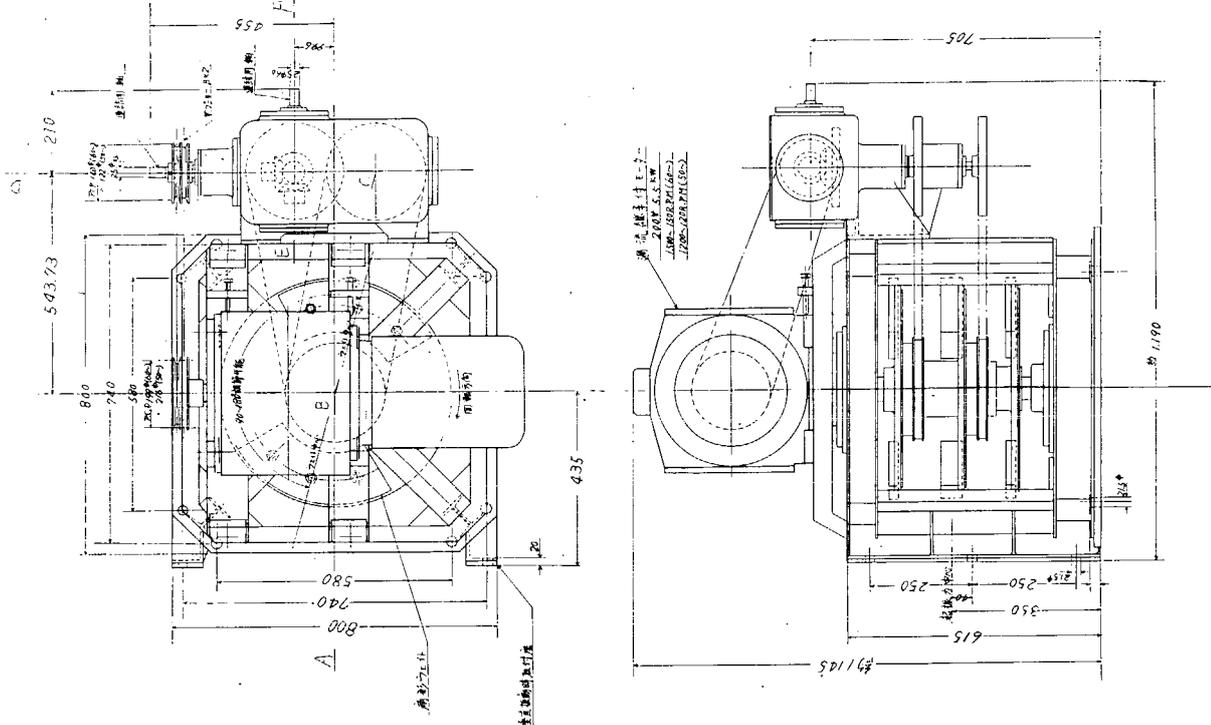


图 3.1.1 起振机构
 图 3.1.1 起振机构
 1. 电动机 2004.5 kW 高压异步电动机
 2. 减速机 1800~180 RPM
 3. 联轴器 Q
 4. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 5. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 6. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 7. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 8. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 9. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 10. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 11. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 12. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 13. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 14. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 15. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 16. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 17. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 18. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 19. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900
 20. 传动轴 (2470x1) 减速机轴 轴径 42.5 轴长 1900

图 3.1.1 起振机构

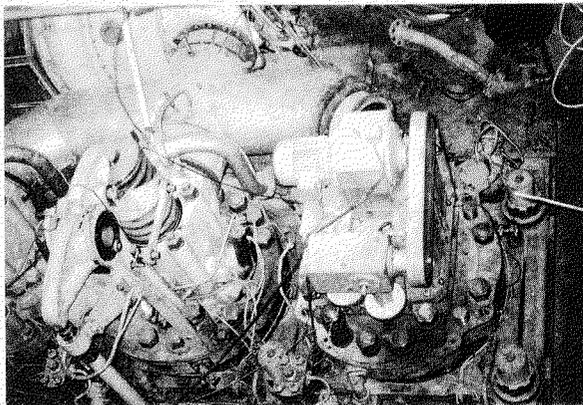


最大起振力 2 ton (4 2 2.8 rpm以上)
 起振機回転数 180~1,800 rpm
 主電動機 VSモータ 220V 50/60 cps 7.5 KW 150~1,500 rpm
 不平衡重錘慣性モーメント 0~1,000 Kg·cm
 起振力波形 正弦波
 重量 約 1 ton

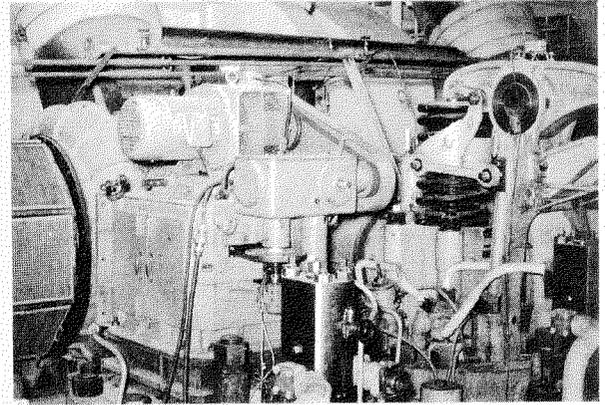
不平衡慣性モーメントは図における円形テーブル上の2枚の扇形重錘の角度を変えることにより設定することができ、また、起振方向は逆転する2種の重錘の相対位置を変えることにより水平面内において任意に得られる。なお、垂直方向起振の場合は起振機を立てねばならない。

(b) 起振機取付方法

海上起振実験時の写真を図 3.1.2 に示す。この図より分かるように、起振機取付方法は機関シリンダカバー上に起振機台および起振機を設置する方式をとる。この場合、起振機および台の重量が排気弁、弁筐、フルクラム支柱等の除去物のそれとほぼ同程度になるようにする。



(1) №9 シリンダ上



(2) №1 シリンダ上

図 3.1.2 起振機

(4) 測定法

(a) 測定内容および使用計器

測定機関および機関室のスケルトンと測定位置を図 3.1.3~3.1.6 に記号で示す。各記号の説明を以下に述べる。

(i) 陸上起振実験時

陸上起振実験時における測定内容および使用計器を表 3.1.1 に示す。

なお、運転時の測定内容および使用計器の変更についても併記する。

表 3.1.1 振動変位測定内容および使用計器

振動計№	振動計形式	測定位置	測定方向	備 考
日立 1	国際機械振動研究所製 VM-3303LL	6	H	(注) () 内はL方向起振時に変更した測定位置、測定方向を示す。
" 2	"	7	H (L)	
" 3	"	8(8)	H (L)	
" 4	"	8	H	
石 播 2	VM-3300LL	9(6)	H (L)	運転時は日立7 (VM-3200LL) 使用
日 立 8	VM-3200LL	10	H (L)	

振動計No.	振動計形式	測定位置	測定方向	備考
石播 1, 4	VM - 3300LL	1	V, H (L)	V方向、H方向は Range 切替え 運転時は石播2で2Vを測定
" 5	"	2	H (L)	
" 3, 6	"	3	V, H (L)	
" 7	"	4	V	
" 8	"	4	H (L)	
三菱 1	東洋測器製作所製 ND式	1 ₀	H (L)	
" 2	"	2 ₀	H (L)	
" 3	"	3 ₀	H (L)	
" 4	"	4 ₀	H (L)	
" 5	"	5 ₀	H (L)	
" 6	"	5	H (L)	
" 7	"	1 ₀	V	
" 8	"	2 ₀	V	
" 9	"	3 ₀	V	
" 10	"	4 ₀	V	
" 11	"	5 ₀	V	
" 12	"	5	V	

(ii) 海上起振実験時

海上起振実験時における測定内容および使用計器を表3.1.2に示す。

なお、参考のために船体分科会で測定した内容についても併記する。

表3.1.2 振動変位測定内容および使用計器

振動変位計No.	測定位置	測定方向	備考	振動変位計No.	測定位置	測定方向	備考
日立 2	6	H (L)	VM-3303LL (ch2)	石播 3	6P	H (L)	VM-3300LL 8 (152)~21 (609): 6S'-H(L) 22 (2101) 以降: 6-H(L)
" 3	7	H (L)	" (ch3)				
" 4	8'	H (L)	" (ch4)				
" 5	8	H (L)	" (ch5)				
" 6	9	H (L)	" (ch6)	日立 8	1S	H (L)	VM-3200LL (ch2) 2 (43) より 1S-Vに変更
" 7	10	H (L)	VM-3200LL (ch1)	" 9	1S	V	VM-3200LL (ch3) 2 (43) より 1S-H(L)に変更 15 (303) より 1-H(L) "
佐世保 H 1	1	H (L)	15 (303) より 1S-H(L)に変更	" 11	4 ₀	V	テレバイプロメータL-1形 15 (303) より 3-H(L)に変更
" 2	3	H (L)	(注) 佐世保の計器: 保坂振動計器製作所製	佐世保 V 1	1	V	15 (303) より 1P'-Vに変更
" 3	4	H (L)		" 2	3	V	" 5-V "
" 4	1 ₀	H (L)		" 3	4	V	
" 5	3 ₀	H (L)					
" 7	4 ₀	H (L)					
日立 10	13 ₀	H (L)	明石製作所製テレバイプロメータ L-1形 AVL-1B	三菱 1 Z-13 (20-7)	5	V	15 (303) より 3-Vに変更
石播 2	6P'	H (L)	VM-3300LL 8 (152)~21 (609): 6S'-H(L) 22 (2101) 以降: 6-H(L)	" 2 Z-14 (20-8)	1 ₀	V	
				" 3 Z-2 (16-2)	2 ₀	V	

振動変位計No.	測定位置	測定方向	備考	振動変位計No.	測定位置	測定方向	備考
三菱 4	Z - 7 (20-1)	3 ₀	V		4, 13	03	H(L), V
" 5	(16-4)	1P'	V	15 (303) より 1-V に変更	8, 21	06	H(L), V
" 6	Z - 5 (16-5)	2P'	V	" 4 ₀ -V "	16	04P'	V
" 7	Z - 6 (16-6)	13 ₀	V	1 (32) より測定	20	06P'	V
" 8	Z - 11 (20-5)	1P	V		15	04P"	V
" 9	Z - 16 (20-10)	2P	V		19	06P"	V
" 10	Z - 15 (20-9)	3P	V		2, 11	02P	H, V
(参考) 船体分科会において加速度計で測定				3, 12	03P	H, V	
28	9P	H (L)		5, 14	04P	H, V	
27	10P	H (L)		6, 17	05P	H, V	
25	8P'	H (L)	8 (152) より 8 S' に変更	7, 18	06P	H, V	
24	8P	H (L)		9, 23	07P	H, V	
26	6S	H (L)	7 (1112) 以前は 6 S"	22	06S"	V	
1, 10	01	H(L), V					

- 左右方向
- 上下
- ⊙ 左右上下方向

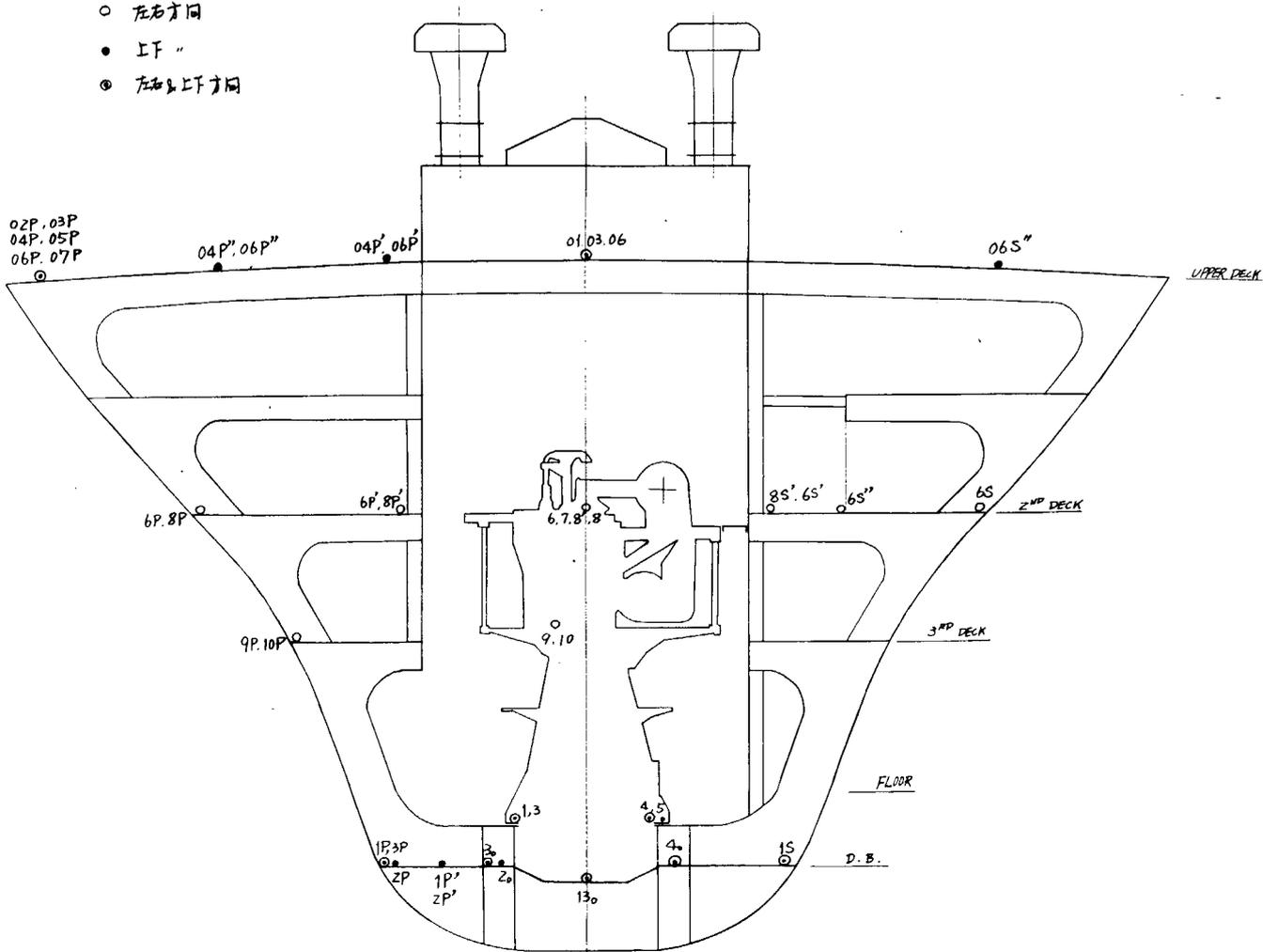
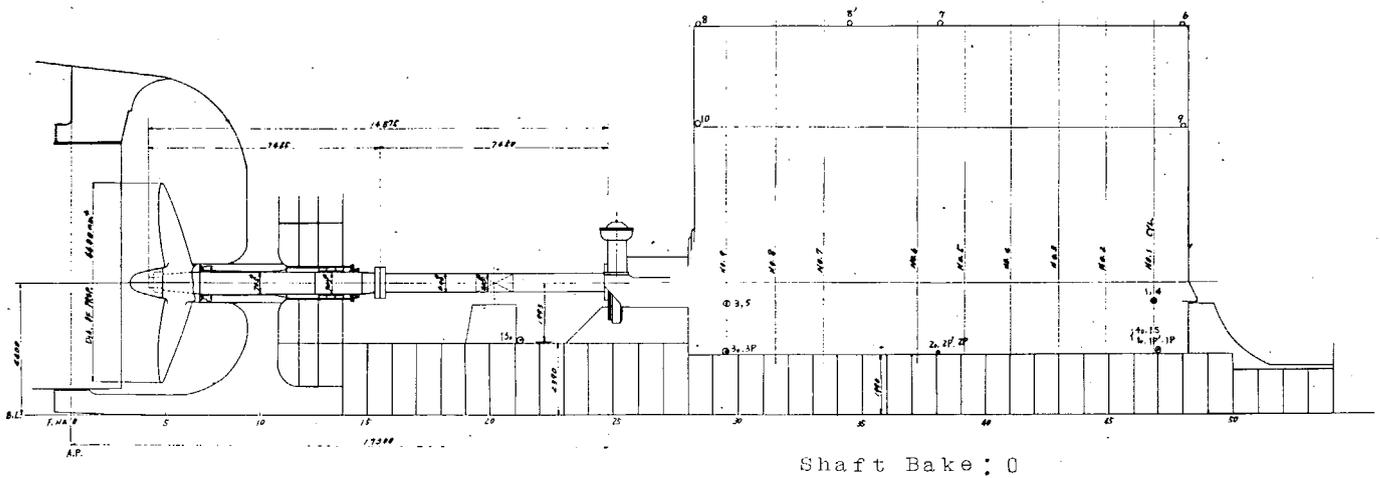
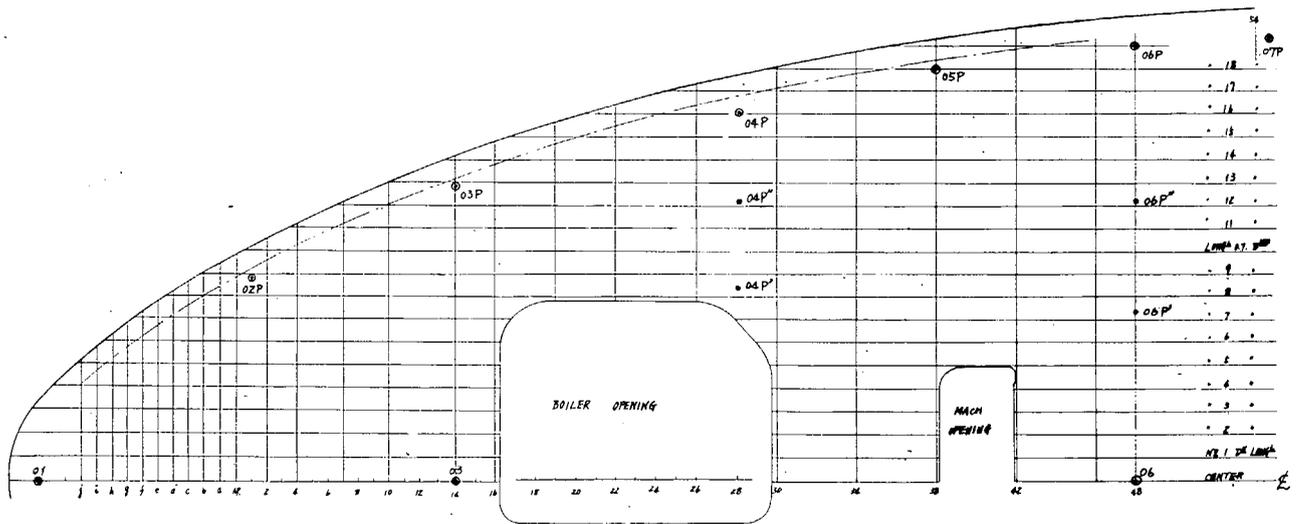
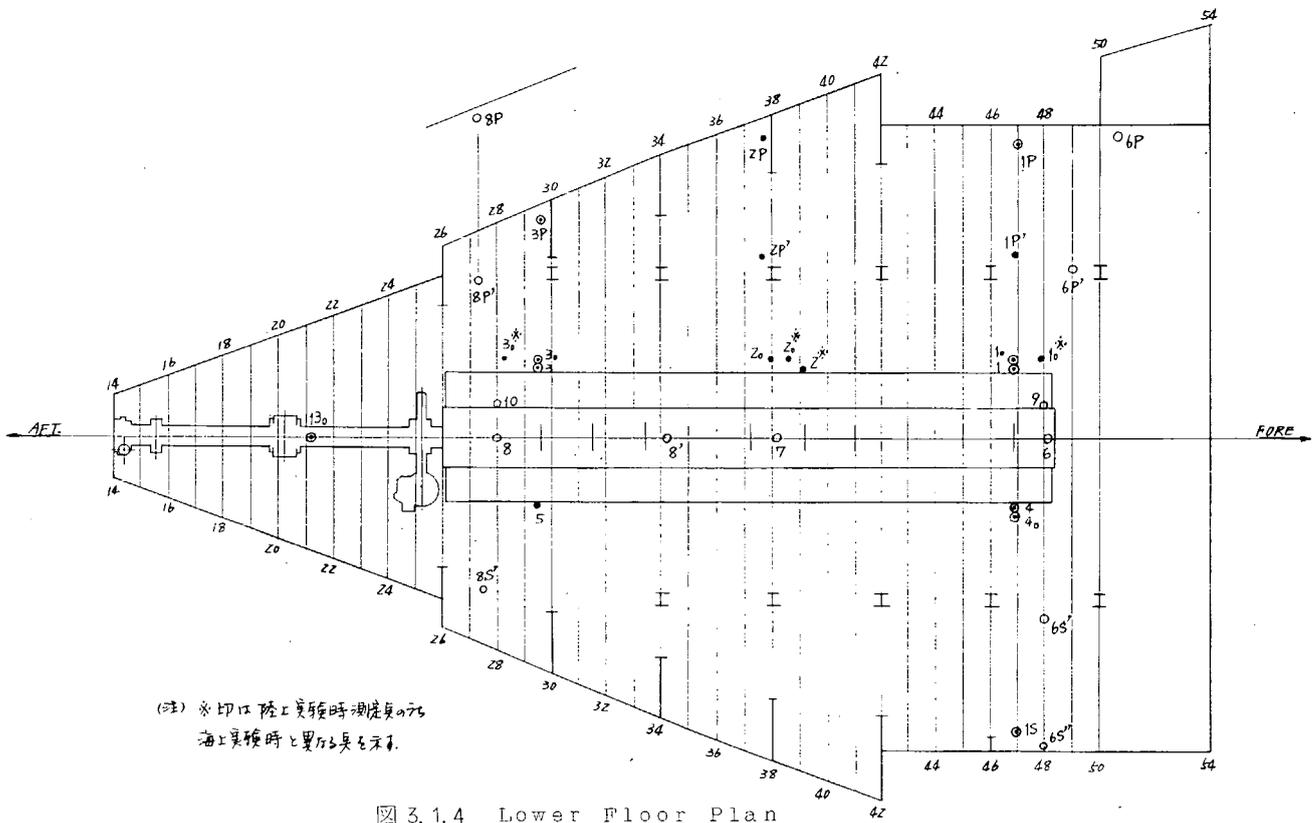


図 3.1.3 Section F. No. 30 Looking Fore



3.1.6

(b) 測定条件

(i) 回転数

(1) 陸上起振実験

機 関 状 態	起 振 機 位 置	起 振 方 向	起 振 機 慣 性 モーメント	起 振 機 回 転 数 N	備 考
標 準	№.1 シリンダ 上	左 右	M_t 3 7.0 2 $kg \cdot cm$	3 0 0 ~ 1,8 0 0 r p m	
"	"	"	6 1.6 9	" ~ 1,8 0 0	
"	"	"	1 2 3.3	" ~ 7 5 0	
"	№.5 シリンダ 上	"	3 7.0 2	" ~ 1,8 0 0	
"	"	"	6 1.6 9	" ~ 1,2 0 0	
"	"	"	1 2 3.3	" ~ 8 0 0	
"	№.9 シリンダ 上	"	3 7.0 2	" ~ 1,8 0 0	
"	"	"	6 1.6 9	" ~ 1,2 0 0	
"	"	"	1 2 3.3	" ~ 6 0 0	
基礎ボルト なし	"	"	3 7.0 2	" ~ 1,8 0 0	
"	"	"	6 1.6 9	" ~ 1,2 0 0	
"	"	"	1 2 3.3	" ~ 8 0 0	
"	"	"	2 4 5.6	" ~ 8 0 0	
タイボルト締付力 $2/3$	"	"	3 7.0 2	" ~ 1,8 0 0	
"	"	"	6 1.6 9	" ~ 1,2 0 0	
"	"	"	1 2 3.3	" ~ 8 0 0	
"	"	"	2 4 5.6	" ~ 8 0 0	
オイルドア なし	"	"	3 7.0 2	" ~ 1,8 0 0	
"	"	"	6 1.6 9	" ~ 1,2 8 0	
"	"	"	1 2 3.3	" ~ 8 0 0	
"	"	"	2 4 5.6	" ~ 7 0 0	
基礎ボルト なし	"	前 後	6 1.6 9	" ~ 1,8 0 0	
"	"	"	1 2 3.3	" ~ 8 0 0	
"	"	"	2 4 5.6	" ~ 8 0 0	
"	"	"	3 6 6.0	" ~ 7 0 0	
オイルドア なし	"	"	6 1.6 9	" ~ 1,8 0 0	
"	"	"	1 2 3.3	" ~ 7 0 0	
"	"	"	2 4 5.6	" ~ 8 0 0	
"	"	"	3 6 6.0	" ~ 7 0 0	

(注) 起振力は次式により算出する。

$$\text{起振力 } F = 0.1119 \times 10^{-7} M_t \cdot N^2 \quad (\text{ton})$$

(四) 海上起振実験

i) 機関起振時

船体条件	ブレーシングの有無	起振機位置	起振方向	慣性モーメント M_t	起振機回転数 N	実験% (osc. %))
半載	なし	№.1 シリンダ上	前後	3 6 6.0 $\text{Kg} \cdot \text{cm}$	300 ~ 700 rpm	1 (1 ~ 4 2)
"	"	"	左右	6 1.6 9	" ~ 1,700	2 (4 3 ~ 1 1 0)
"	"	"	"	2 4 5.6	400 ~ 800	3 (1 1 1 ~ 1 5 1)
半載	あり	№.1 シリンダ上	左右	2 4 5.6	300 ~ 860	8 (1 5 2 ~ 1 9 5)
"	"	"	"	6 1.6 9	600 ~ 1,750	9 (1 9 6 ~ 2 6 8)
"	"	"	"	3 6 6.0	300 ~ 710	10 (2 6 9 ~ 3 0 2)
半載	なし	№.9 シリンダ上	左右	3 6 6.0	300 ~ 710	15 (3 0 3 ~ 3 4 0)
"	"	"	"	2 4 5.6	" ~ 830	16 (3 4 1 ~ 3 9 0)
"	"	"	"	6 1.6 9	600 ~ 1,580	17 (3 9 1 ~ 4 5 0)
半載	あり	№.9 シリンダ上	左右	6 1.6 9	600 ~ 1,660	18 (4 5 1 ~ 5 1 4)
"	"	"	"	3 6 6.0	300 ~ 720	19 (5 1 5 ~ 5 4 7)
"	"	"	前後	3 6 6.0	" ~ 710	20 (5 4 8 ~ 5 8 3)
"	"	"	"	1 8 4.6	650 ~ 1,020	21 (5 8 4 ~ 6 0 9)
満載	なし	№.9 シリンダ上	左右	6 1.6 9	600 ~ 1,760	25 (6 1 0 ~ 6 8 0)
"	"	"	"	2 4 5.6	300 ~ 820	26 (6 8 1 ~ 7 2 6)
"	"	"	"	3 6 6.0	" ~ 720	27 (7 2 7 ~ 7 6 4)
"	"	"	前後	3 6 6.0	" ~ 720	28 (7 6 5 ~ 8 0 2)

(注) 実験%順に実験を行なった。

ii) 船体起振時

船体条件	ブレーシングの有無	起振方向	係数 K	起振機回転数 N	実験% (osc. %)
半載	なし	上下	$3,000 \times 10^{-5}$	290 ~ 600 rpm	4 (1001 ~ 1032)
"	"	"	1,156	570 ~ 800	7 (1089 ~ 1112)
"	"	左右	3,000	290 ~ 600	5 (1033 ~ 1064)
"	"	"	1,156	570 ~ 800	6 (1065 ~ 1088)
"	あり	上下	1,156	290 ~ 800	11 (1113 ~ 1162)
"	"	左右	1,156	" ~ 790	12 (1163 ~ 1212)
満載	なし	上下	1,156	290 ~ 800	24 (1265 ~ 1316)
"	"	左右	1,156	" ~ "	23 (1213 ~ 1264)

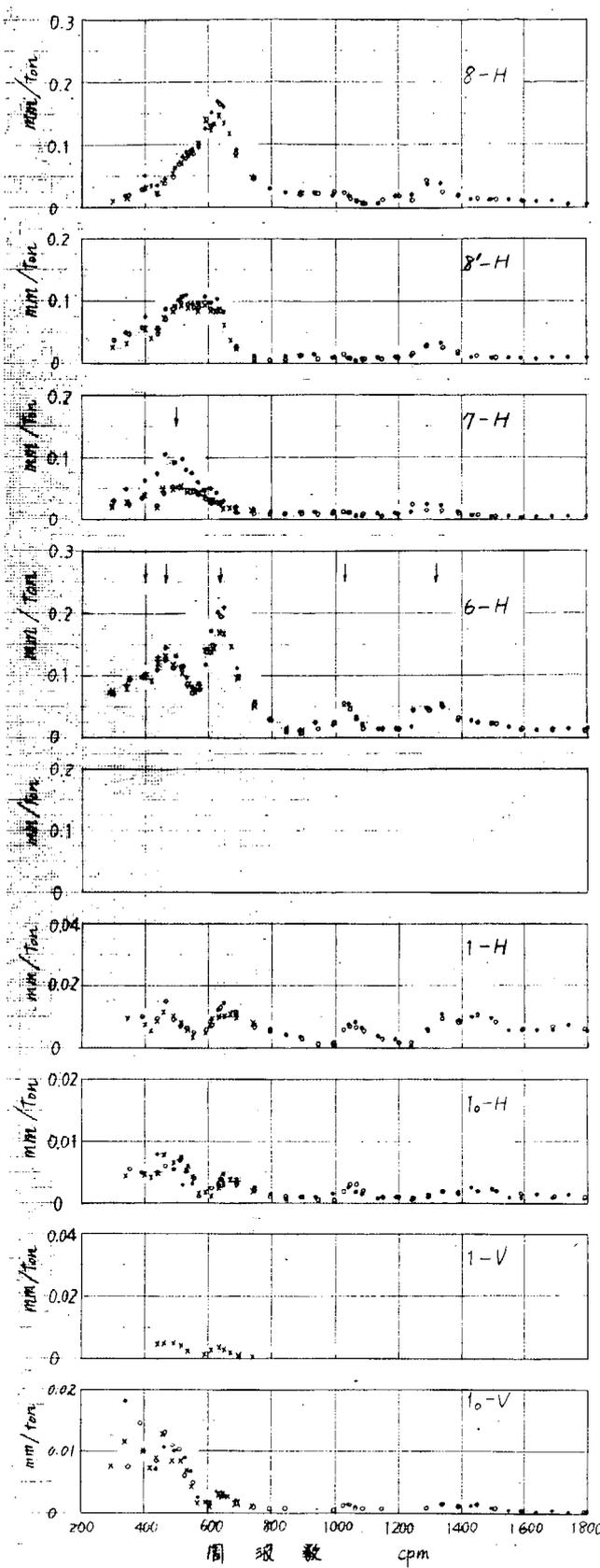
(注) 起振力は次式により算出する。

$$\text{起振力 } F' = K \cdot N^2 \quad (\text{ton})$$

(5) 測定結果

(a) 陸上起振実験

機関運転定盤上に据付けられた機関に起振機を取付け、4節の各条件で横方向に起振したときの共振曲線および起振力との位相角を図3.1.7~図3.1.12に、また、前後方向に起振したときの結果を図3.1.13に示す。ここで、共振曲線としては、多くの測定点の中から代表点、すなわち、機関架構上段4点、中段2点、架台上2点および運転定盤上2点を選び、横軸に周波数、縦軸に単位起振力に対する片振幅を取り、起振力を変えて行なった結果を同一図中に示している。また、起振力に対する振動の位相角を機関架構上段の首端、中央および尾端の3点について示す。ただし、図3.1.14に№.9シリンダ起振の場合の周波数に対する各点の位相角を示すが、これより分かるように、起振力を変えても各周波数に対する位相角はほぼ同一の値を示す。そのため、図3.1.7~図3.1.13におい



慣性モーメント
 ● 37.02
 ○ 61.69
 × 123.3
 △ 245.6
 kg·cm²

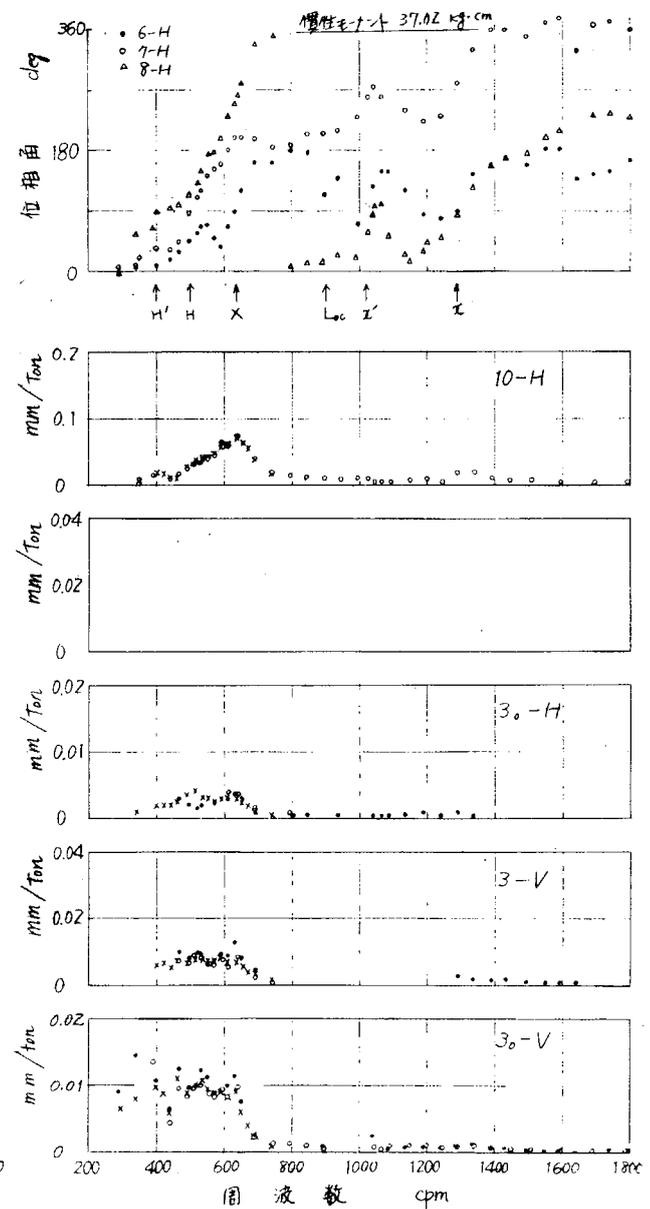
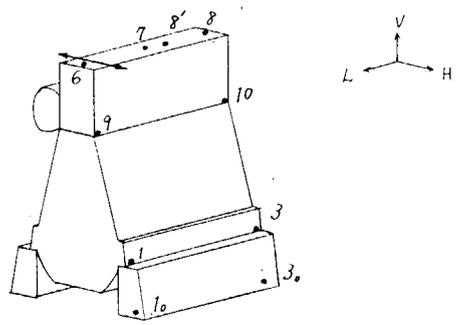


図 3.1.7 機関標準状態で 1 Cyl. 起振の場合

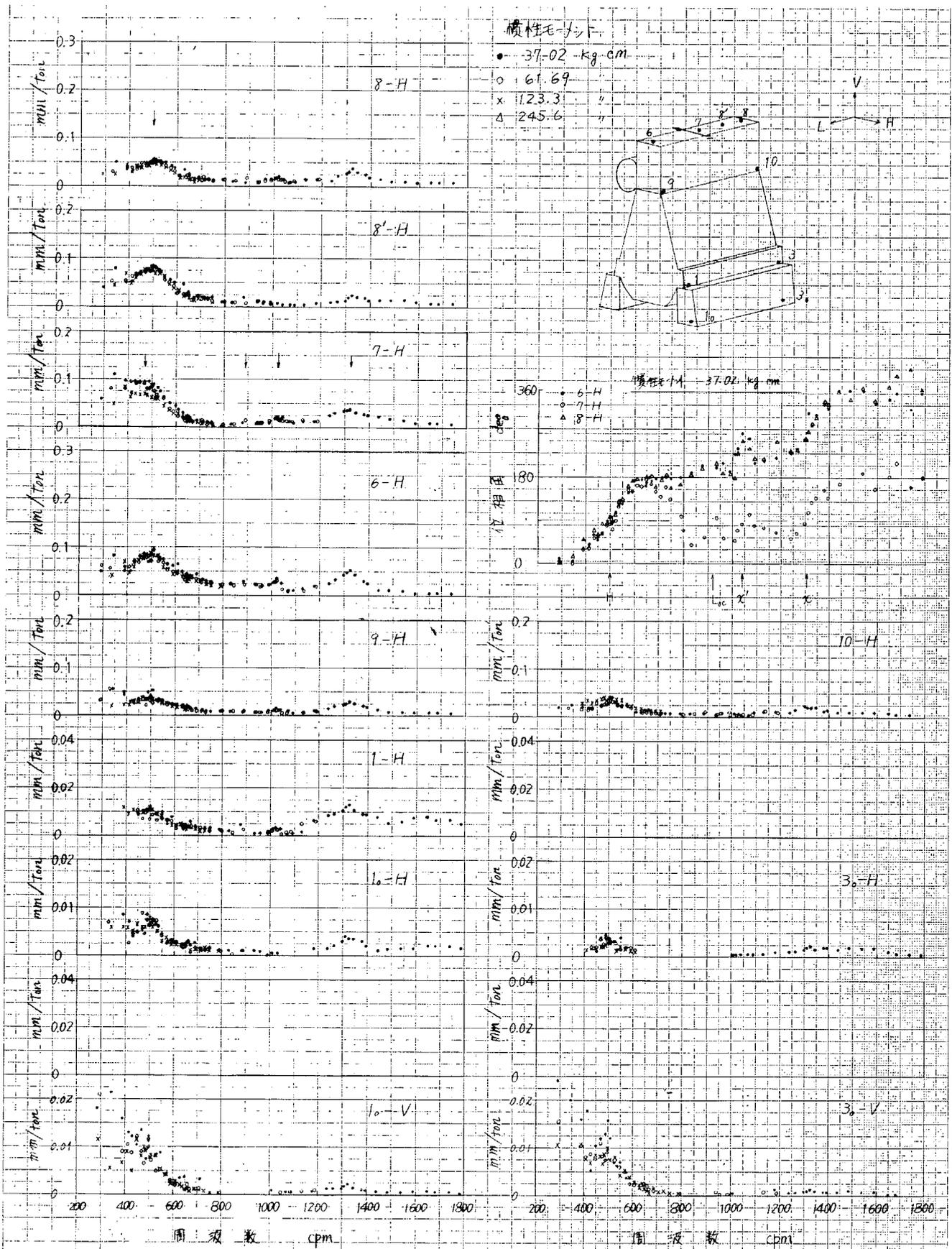
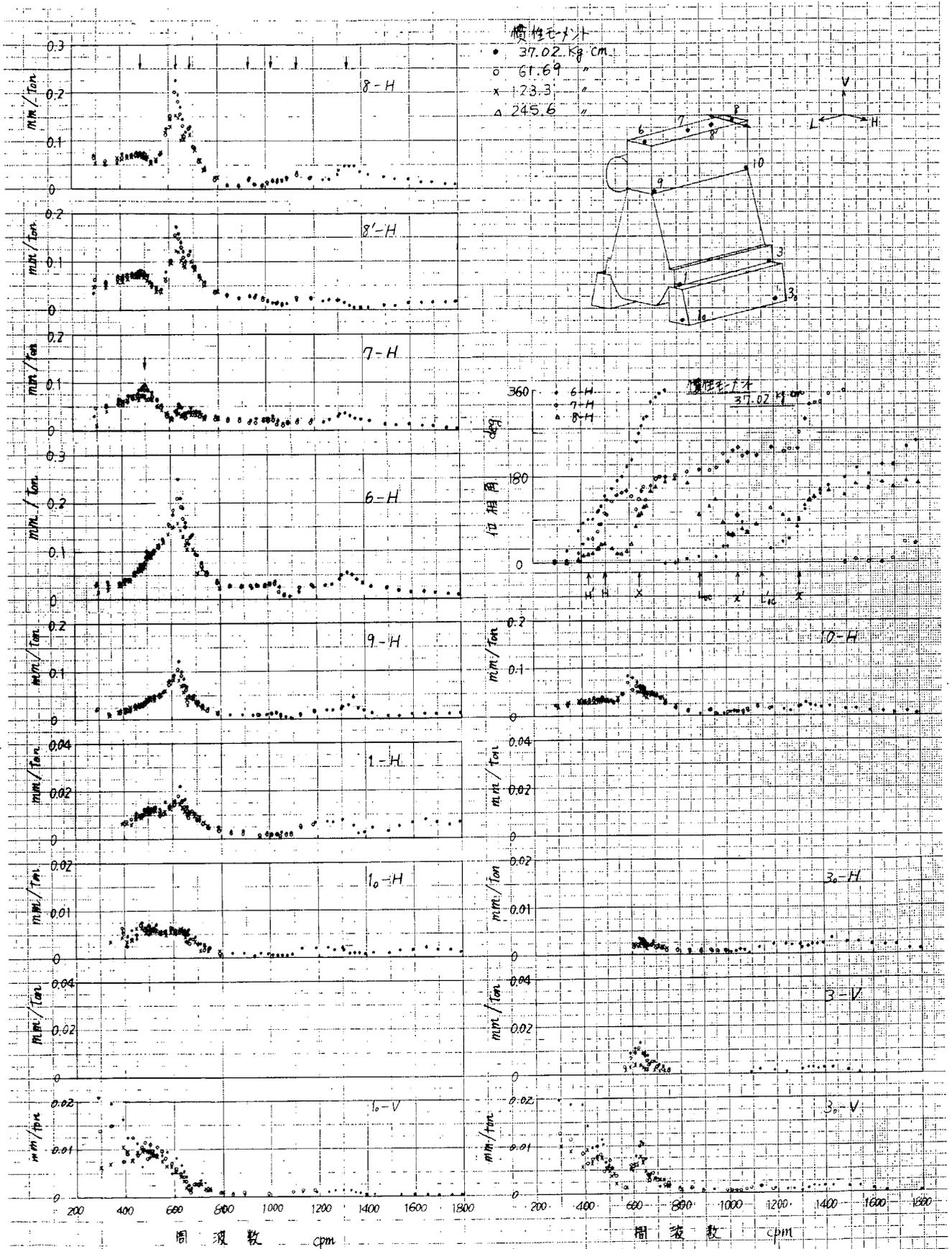


図 3.1.8 機関標準状態で 5 Cy 1 起振の場合



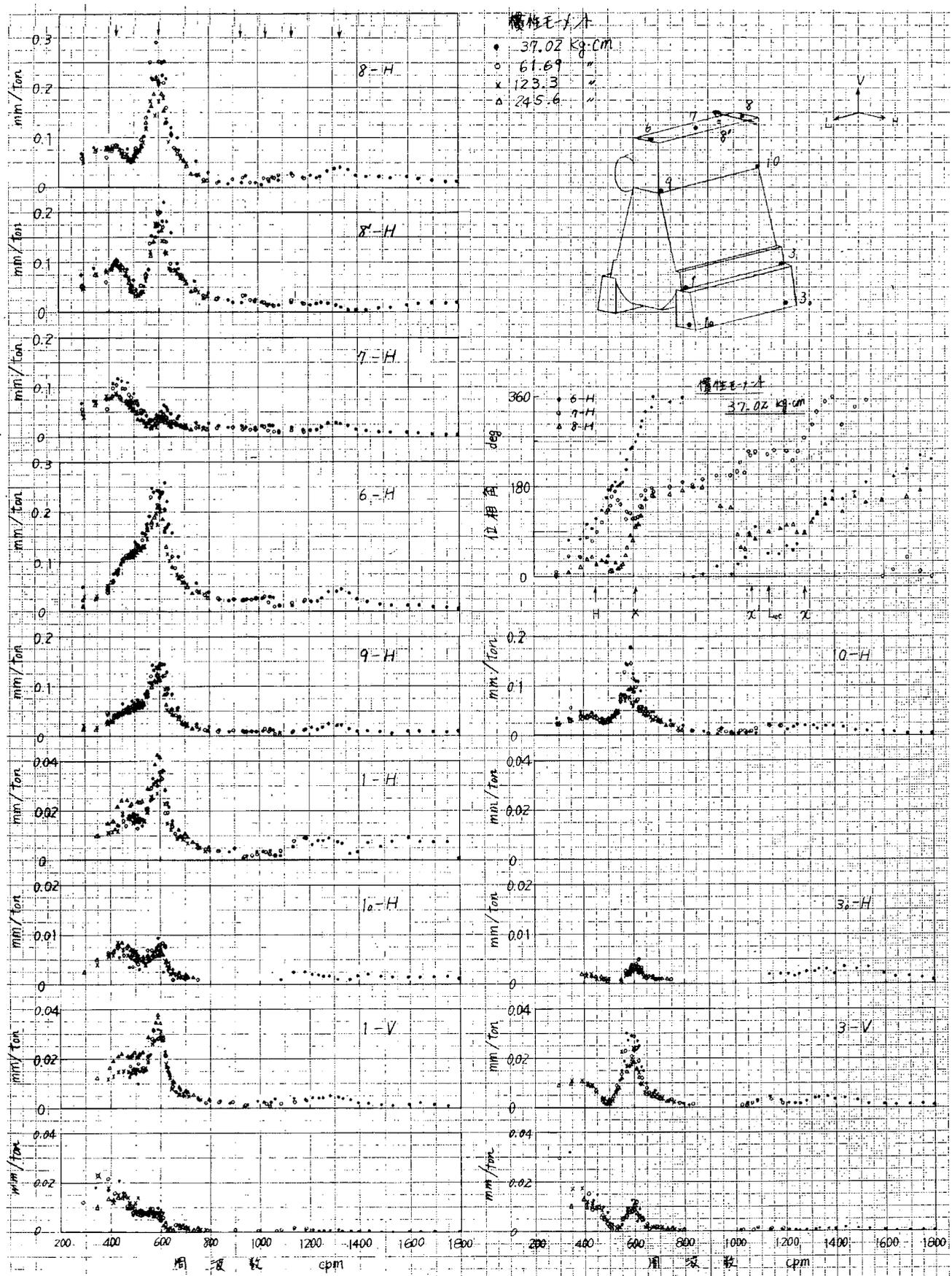


図 3.1.10 基礎ボルトを除去して 90% 起振の場合

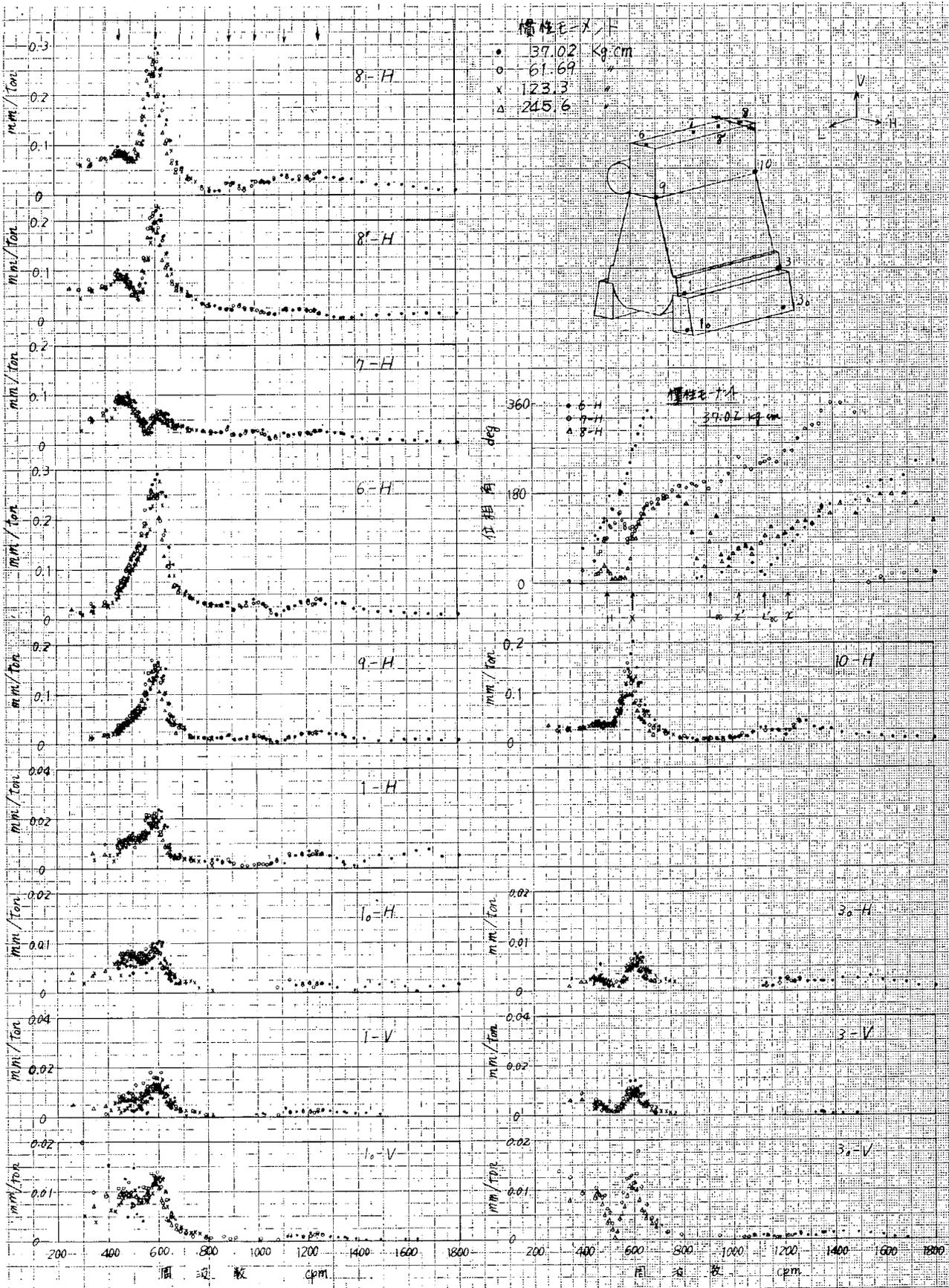


図 3.1.12. オイル・ドアを除去して 46.9 cpy 起振の場合

基礎水圧除去

バルブ除去

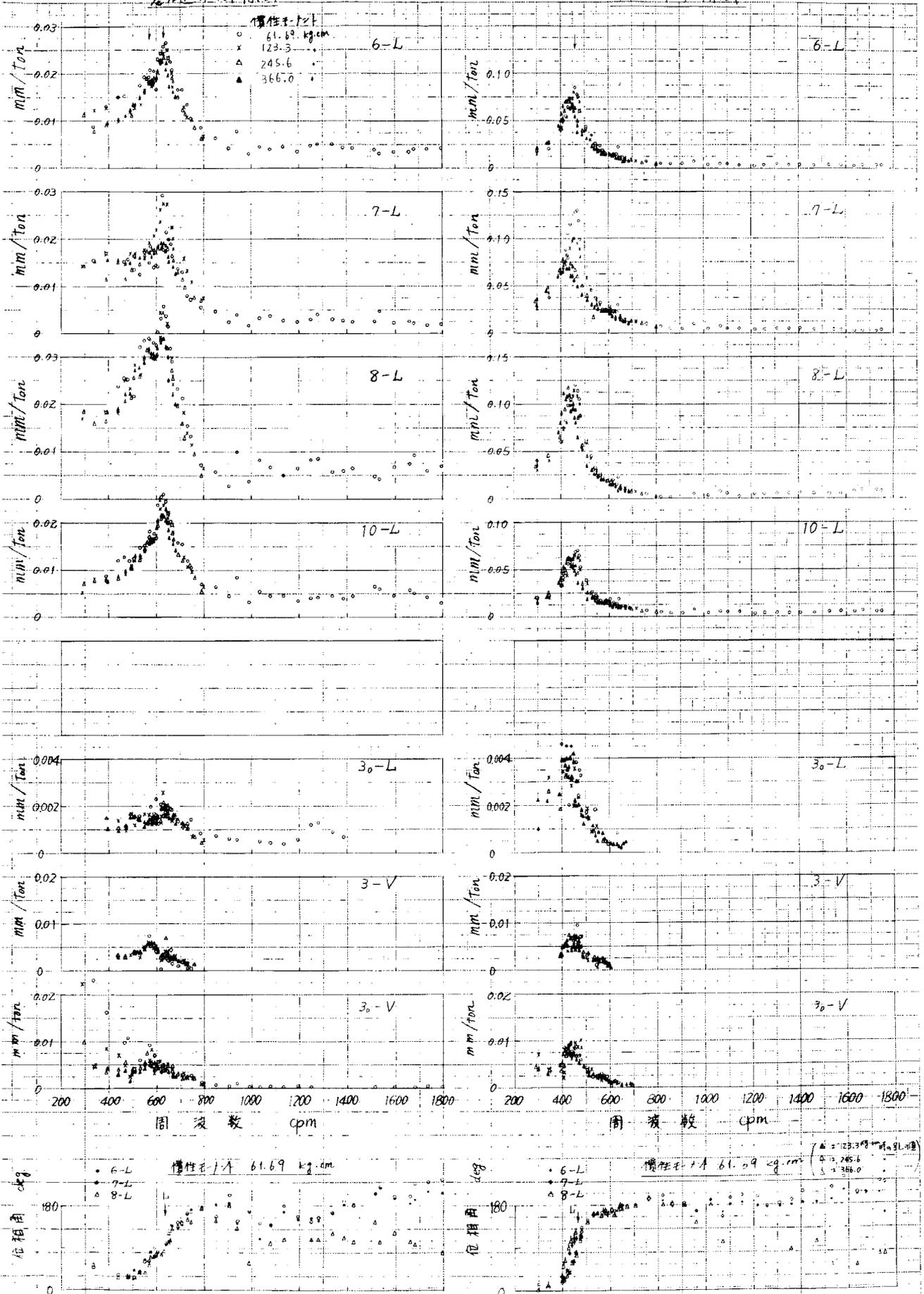


図 3.1.1.3 蒸気機 9 cyl.にて前後方向起振の別

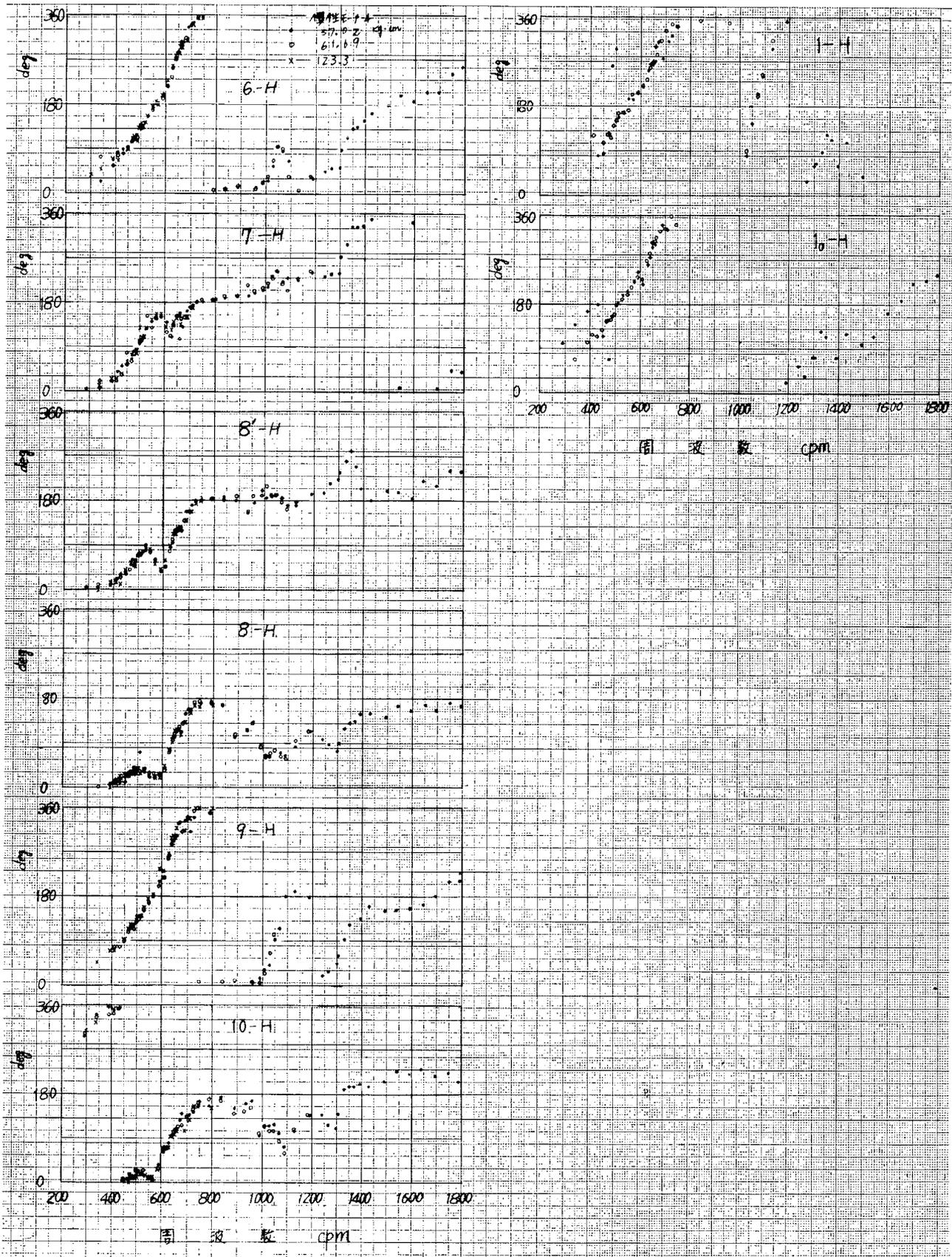


図 3.1.1.4 機関標準状態で 90% Cyl. 起振時の各点の位相角

ては、ある一種類の慣性モーメントで起振したときの位相角を機関架構上段3点について示している。

(i) 機関標準状態で ϕ 1シリンダ起振の場合

ϕ 1シリンダ上(図3.1.7で6の位置)に起振機を取付けて横方向に起振した場合の機関架構上段、中段、架台および定盤の横方向共振曲線および機関架台、定盤の上下方向共振曲線、また、各周波数における機関架構の振動モードを明確にするため、各周波数に対する位相角を図3.1.7に示したが、共振曲線より分かるように、機関架構横方向振動においては、1) 465 cpm(起振位置)、500 cpm(中央部)、2) 635 cpm、3) 1,030 cpm、1,320 cpmに顕著なピークがあり、その他小さなピークが部分的にみられる。

(1) H形固有振動

465 cpm付近における振動モードを図3.1.15(1)に示すが、機関架構はH形の振動をしている。しかし、図3.1.7の位相角より分かるように500 cpmにおいて中央部(点7)の振動は90 deg.の位相角を示し、共振曲線においてもピークを示していることから考えてこれがH形の固有振動であろう。ここで、起振点において位相角が90 deg.よりも小さく、ピークも500 cpmより低い周波数に出ているのは、X形振動の影響とその点における抵抗係数が大きいためと考えられ、また、尾端(点8)における位相角が90 deg.よりやや大きいのはX形振動の影響を受けたものと思われる。

また、400 cpmにおいて尾端は90 deg.の位相角を示し、小さなピークが存在している。(図3.1.16)この場合、首端(起振点)、中央ではH形、X形振動の影響を受けて90 deg.より小さな位相角であるが、これは、定盤上の上下振動が大きいことから考えても、機関架構、架台が一体となり定盤およびケーソンをも含めた振動系の固有振動であろう。

(2) X形固有振動

635 cpm付近の振動モードを図3.1.15(2)に示すが、この場合、機関は明瞭なX形振動を呈し、首端で90 deg.、尾端で270 deg.の位相角を示していることから考えて固有振動であろう。また、このとき、機関架台、定盤部もピークを示し、(振幅は架台上段の $1/10$ 以下)、X形振動に順じた振動をしている。ところで、600 cpm付近にX形の小さなピークがあるが、位相角については首端で約35 deg.、中央、尾端で約210 deg.を示しており、機関架構の前後方向固有振動との連成振動ではないかと思われる。

(3) x形固有振動

x形のピークは1,030 cpmおよび1,320 cpmに見られる。これらの振動数付近の振動モードを図3.1.17に示すが、位相角より判別すると1,020 cpmおよび1,290 cpmがx形の固有振動であろう。この場合、1,020 cpmでは首端に明瞭なピークが見られるが、尾端にはわずかに現われているだけで、振幅も首端の $1/2$ 以下であり、また、その振動モードからみても機関架構上部(シリンダ・ジャケット)の振動と考えられる。

つぎに、1,290 cpmでは、位相角から明瞭なx形振動をしているが、そのピークの位置は1,320 cpmにずれている。この場合、尾端よりも首端の振幅のほうが大きい値を示しているが、その振動モードより、機関全体の固有振動と思われる。

(4) その他

位相角より分かるように、900 cpm付近で起振部(首端)のみの位相角が90 deg.程度であるが、その付近においてわずかではあるがピークがみられ、架構局部共鳴振動によるものと思われる。

(ii) 機関標準状態で ϕ 5シリンダ起振の場合

機関架構上段中央部(図3.1.8で7の位置)に起振機を掘付けて横方向に振動させた場合の結果より、機関架構横方向振動ピークは、1) 500 cpm、3) 1,025 cpm、1,325 cpmにみられる。

(1) H形固有振動

機関架構中央部を起振したため、図 3.1.18 の振動モードより分かるように、500~510 cpm 付近で明瞭な（位相がほぼ合致している）H形の振動が現われ、首端において、架構上段で $0.086 \text{ mm} / \text{ton}$ であるのに対し、架構上段では約その0.08~0.16倍、また定盤上で約0.08倍程度の値を示している。しかし、上段の振幅を比較すると首端は尾端の振幅 $0.055 \text{ mm} / \text{ton}$ の1.6倍程度の振幅を示し大きく振れる傾向にあることが分かる。また、起振力との位相角をみると、この場合、X形振動の影響を受けないため、首端、中央および尾端とも90 deg.である。

(ロ) X形固有振動

X形振動においては、機関中央部が節となるため、中央で起振してもX形振動は現われない。このことは位相角の図をみても明らかで首端と尾端とは常に同位相となつている。

(ハ) *形固有振動

この場合も、*形振動は2個存在し、振動モード図3.1.18'より分かるように、両者とも首端のほうが尾端よりも振幅が大きく、2~1.4倍の値を示しているが全体的に1,025 cpmの振動のほうが小さい。ところで、位相角より判別すると、1,040 cpm および 1,305 cpm が*形の固有振動数と考えられる。この場合、1,040 cpm では中央部が90 deg.、首端が270 deg.の位相角を示しているのに対し、尾端は255 deg.程度であり、また、図3.1.18'(1)のモードからみても機関架構上部の振動であろう。一方、1,305 cpm においては、中央部で90 deg.、首端、尾端で270 deg.の位相角を示し、機関全体の固有振動と思われる。

(ニ) その他

以上の他に、920 cpm において起振部（中央部）のみで90 deg.の位相角を示しているが、その共振曲線においても890 cpm に小さなピークがみられ局部振動と思われる。

(iii). 機関標準状態で16.9シリンダ起振の場合

図 3.1.9 より分かるように、尾端（点8）において横方向に起振したときの機関架構の横方向振動ピークは、
1) 485 cpm、2) 630 cpm、3) 1,025 cpm、1,325 cpm に存在する。

(イ) H形固有振動

この場合、首端起振の場合と同様にX形振動の影響を受けない中央部の位相角、ピークから500 cpm にH形の固有振動数があるが（図 3.1.19(1)）、首、尾端ではX形振動の影響を受け、首端では位相角が130 deg.でピークは見られず、尾端では40 deg.程度の位相角を示し、そのピークは500 cpm より低く485 cpm にある。また、430 cpm においても、首端では位相角が90 deg.で、H形に近い振動モードを呈している。

(ロ) X形固有振動

630 cpm に振動モード（図 3.1.19(2)）よりも分かるように顕著なX形振動が現われている。これを首端起振のときのX形共振振動時と比較すると、この場合のほうがやや大きい振幅を示し、ピークも明確である。しかし、位相角より640 cpm が固有振動と思われる。このように、ピークにおける振動数のほうが低いのは、架構の抵抗係数の影響によるものと考えられる。

また、この他685 cpm 付近に小さなピークがあり、図 3.1.20 のモード線図より首端、尾端の位相差は約180 deg.でX形の振動モードを呈している。しかし、この場合、尾端および中央部は起振力と180 deg.の位相角で振動し、首端は位相角0 deg.で振動するモードである。この振動はタイボルト締付力を $\frac{2}{3}$ としたときにもわずかに現われ、また、基礎ボルトを自由にしたときも、図 3.1.10 より670~680 cpm に小さなピークが現われている。これは、機関架構の前後方向振動との連成振動ではないかと思われる。

(ハ) *形固有振動

1,025 cpm、1,325 cpm に \times 形振動のピークがあるが(図3.1.2 1)、1,025 cpm の共振ピークは明瞭でなく、架台および定盤の上下方向振動も架構上部の振動とその位相が一致しない。この場合、 \times 形固有振動数は位相角から1,050 cpm および1,305 cpm と考えられるが、1,050 cpm においては中央部の位相角が240 deg.であり、そのときのピークが明瞭でないことがうなずける。

(三) その他

その他、890 cpm、1,150 cpm において尾端の位相角は90 deg.であるが、これは起振部(尾端)のみの局部振動と思われる。

(IV) 基礎ボルトを除去し ϕ 9シリンダで起振した場合

機関据付け用の基礎ボルト(機関台板と架台との取付ボルト)を全部自由にした状態で尾端横方向起振をした場合の結果について述べる。

(イ) H形固有振動

430 cpm 付近にH形のピークがあるが(図3.1.2 2(1))、基礎ボルトを締付けて ϕ 9シリンダ上で起振した場合、前(iii)項と同様首端では、ほとんどピークが現われず、機関両端の位相にずれが生じている。そして固有振動数は中央部の位相角から450 cpm と考えられ、基礎ボルトを自由にするにより固有振動数が50 cpm 低下している。また振幅においては架構上段で、標準の場合に比べ、20~30%の増大であるのに対し、台板部は2倍程度の値となり、基礎の固定度の影響が現われている。なお、基礎ボルトを自由にしても架台および定盤は架構に順じた振動を示している。

(ロ) X形固有振動

590~600 cpm にX形振動のピークがあり(図3.1.2 2(2))、固有振動数(610 cpm)より小さいのは架構の抵抗係数の影響によるものと考えられ、基礎ボルト締付時よりも30 cpm 振動数が低下している。また、振幅については、架構上段で標準時よりもやや大きい値(20~30%)であるのに対し、台板部横方向振動ではそのピークが明瞭に現われ約2倍の値を示し、台板上下方向振動においても顕著なピークが現われている。しかし、この場合、基礎ボルトをはずしているために、抵抗係数が変わり、また、機関の据わり状態が変わるため、共振点付近において振幅がばらついている。

(ハ) \times 形固有振動

この場合、1,030 cpm および1,330 cpm にピークがあるが(図3.1.2 3)、固有振動数は位相角より1,070 cpm および1,280 cpm であり、基礎ボルトをはずすことにより前者は25 cpm 振動数が低下している。前者の場合は機関架構上部の振動と思われ、基礎ボルトをはずすことにより、むしろ20 cpm 増加している。

(ニ) その他

以上の他に、1,140 cpm で尾端が共振しているが、位相角も90 deg.であり、起振部の局部振動である。

(V) タイボルト締付力を $\frac{2}{3}$ とし ϕ 9シリンダで起振した場合

タイボルト締付力を $\frac{2}{3}$ に減少して尾端を横方向に起振したときの結果について述べる。また、このときの各ピークにおける振動モードを図3.1.2 4、25に示す。

この場合、標準時(タイボルト締付力が正常の場合)の結果(図3.1.9)と比較すると起振力が小さい場合、その共振曲線はほとんど変わらず、また、起振力との位相差もほぼ同じであるが、H形の固有振動数がやや下り、495 cpm となつている。また、1,025~1,030 cpm 付近の \times 形振動は明瞭に現われていないが、1,030 cpm、1,295 cpm に固有振動があるものと思われ、タイボルト締付力を $\frac{2}{3}$ とすることにより、10~20 cpm 低下する。

ところで、X形共振共振時より分かるように、起振力を変えても起振点（8点）の位相角が90 deg.になる
ときの振動数は変わらないが、起振力を大きくすると単位力当りの振幅が減少しピークの振動数も低下している。
これは、起振力の増加とともに振動系の抵抗係数が増すためと思われる、タイボルト締付力を $\frac{2}{3}$ とすることによつてその傾向は明瞭に現われている。

(VI) オイル・ドアを除去しNo.9シリンダ起振の場合

機関架構コラム側面に付いているオイル・ドア36枚（左舷18枚、右舷18枚）を除去し、尾端で起振した結果について述べる。なお、このときのピークにおける振動モードを図3.1.28、29に示す。

(イ) H形固有振動

460 cpm にH形の共振振動が存在するが、その固有振動数は500 cpm と考えられ、標準状態の場合と変っていない。また、振幅値もあまり変化していないことからみて、オイル・ドアは機関架構H形振動の剛性にはあまり関係していないことが分かる。

(ロ) X形固有振動

605 cpm に顕著なX形共振振動が存在し、起振力との位相角も90 deg.である。これを標準時の結果（図3.1.9）と比較すると、振幅については架構上段および架台上で1.2～1.4倍程度の値を示し、振動数については25 cpm程度低下している。すなわち、オイル・ドアを除去することにより機関のねじり剛性が小さくなったものと考えられる。

(ハ) π 形固有振動

1,000 cpm、1,260 cpm に共振振動が存在するが、そのピークは顕著でなく、振幅自体も小さい。ところで、この場合、位相角は90 deg.より多少ずれているが、固有振動数は1,030 cpm、1,220 cpm と考えられ、標準時の場合より前者で20 cpm、後者で85 cpm低い値を示している。

(ニ) その他

915 cpm、1,130 cpmにおいて、尾端の位相角が90 deg.を示し、共振曲線においてピークがみられる。これらは、架構尾端の局部振動であろう。

(VII) No.9シリンダにて前後方向に起振した場合

基礎ボルト除去時およびオイル・ドア除去時において尾端で前後方向に起振したときの結果について述べる。このときのピークにおける振動モードを図3.1.31、32に示す。

(イ) 基礎ボルト除去時

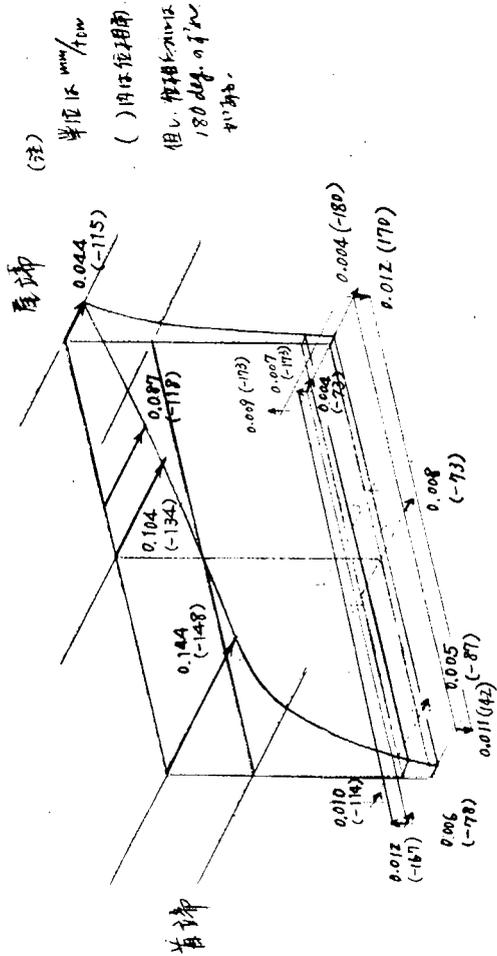
この場合、630 cpm 付近に顕著なピークがあり、図3.1.31(I)よりわかるように前後方向に同位相で振動し、架台部の上下方向振動もこれに順じた振動をしている。なお、固有振動数は位相角から635 cpm であろう。

また、これ以外に、570 cpm 付近に小さなピークがあり（図3.1.32(I)）、架台部、上下方向にも明瞭なピークが現われているが、これはX形振動の影響によるものと考えられる。

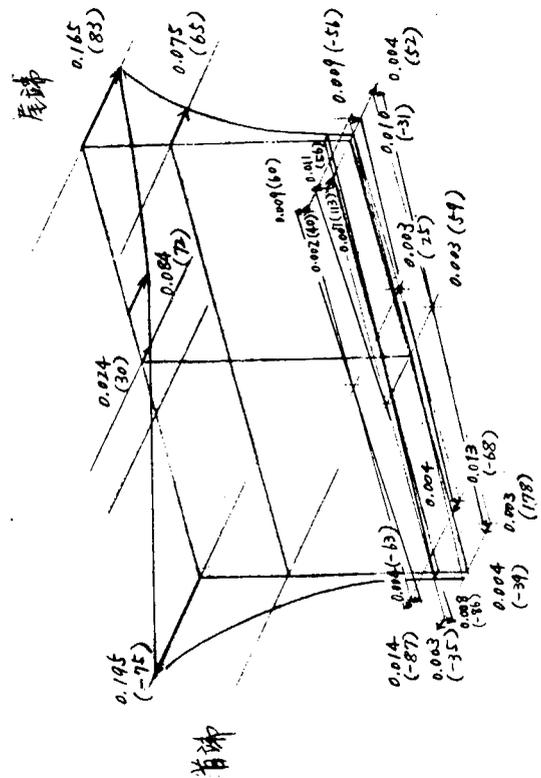
(ロ) オイル・ドア除去時

この場合、共振ピークの振動数は起振力の増加とともに低下し、起振機の慣性モーメント61.69 Kg·cm（起振力0.15 ton）では465 cpm、123.3 Kg·cm（起振力0.28 ton）では455 cpm、245.6 Kg·cm（起振力0.51 ton）では430 cpm、そして366.0 Kg·cm（起振力0.74 ton）では425 cpm に存在し、それらのピークにおける単位力当りの振幅も起振力の増加とともに減少している。

ところで、位相角の図より分かるように、位相角が90 deg.になる振動を固有振動とみなすと、固有振動数も起振力の増加とともに低下し、上記の各起振力でそれぞれ470 cpm、465 cpm、440 cpm、そして425 cpm に固有振動があるものと思われる。



(1) H形 466φpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)



(2) X形 639φpm ($M_t = 61.69 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)

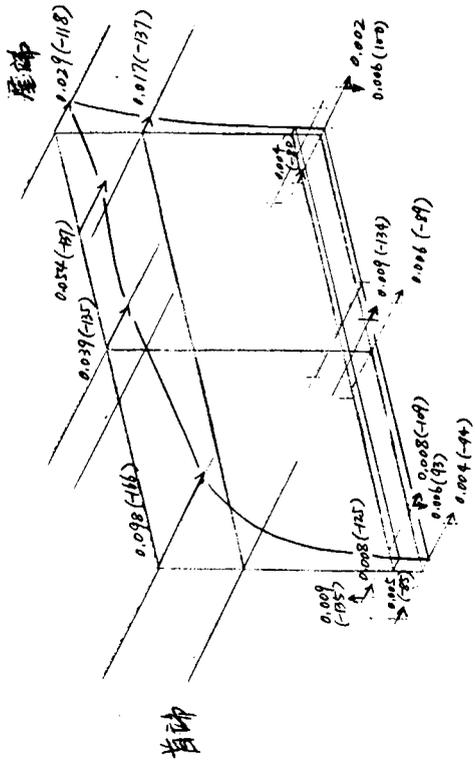
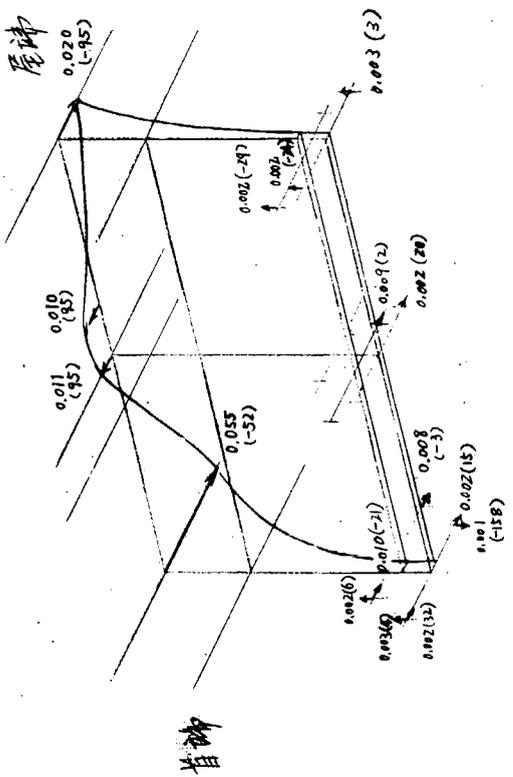
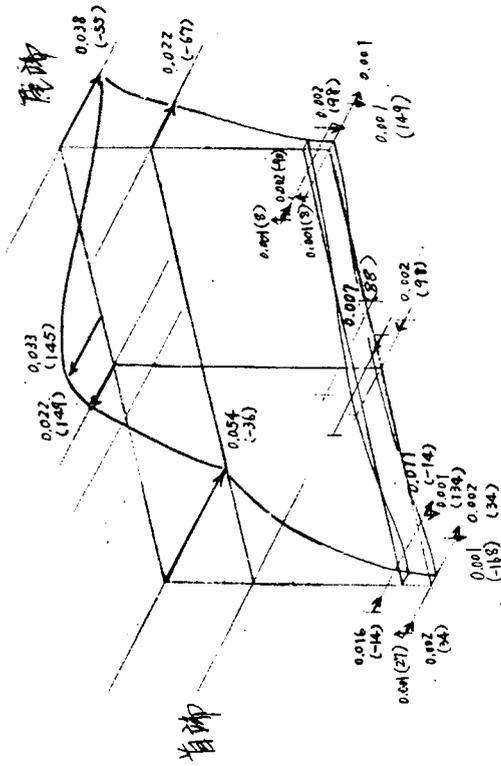


図 3.1.1.6 H形 (標準状態) で $\%1$ シリンダ起振 ($M_t = 123.3 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)

図 3.1.1.5 機関標準状態 で $\%1$ Cyl. 起振時のモード

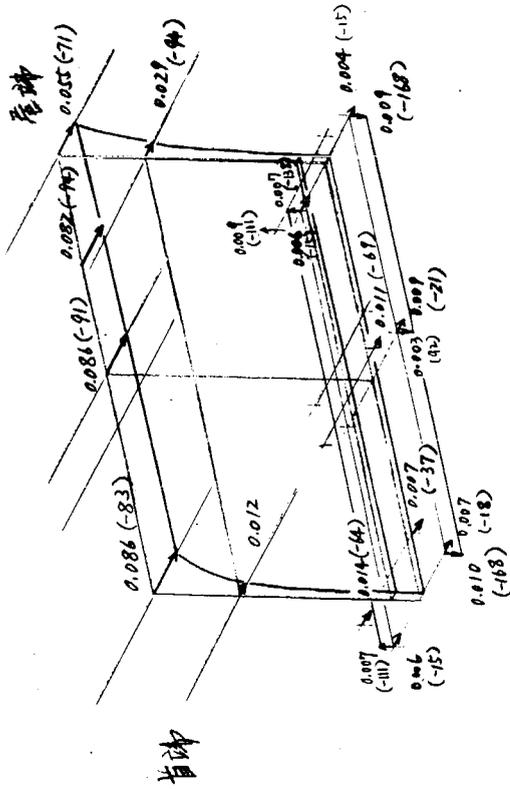


(1) x 形 1,041 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$)



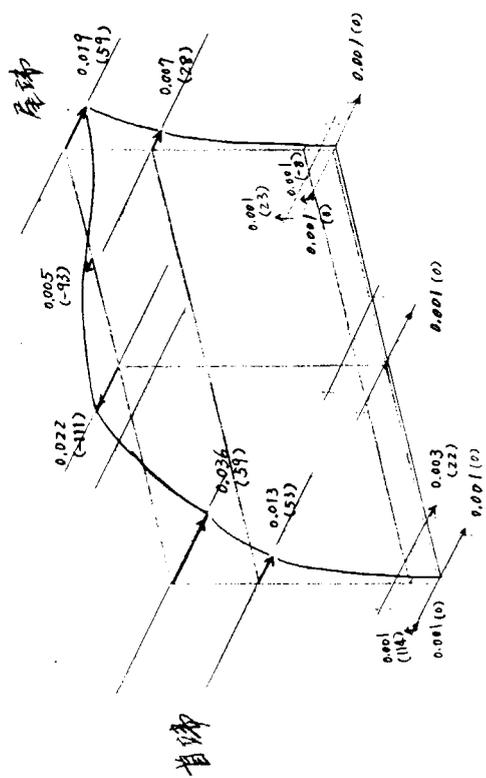
(2) x 形 1,335 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$)

図 3.1.17 機関標準状態で 1 c y l. 起振時のモード

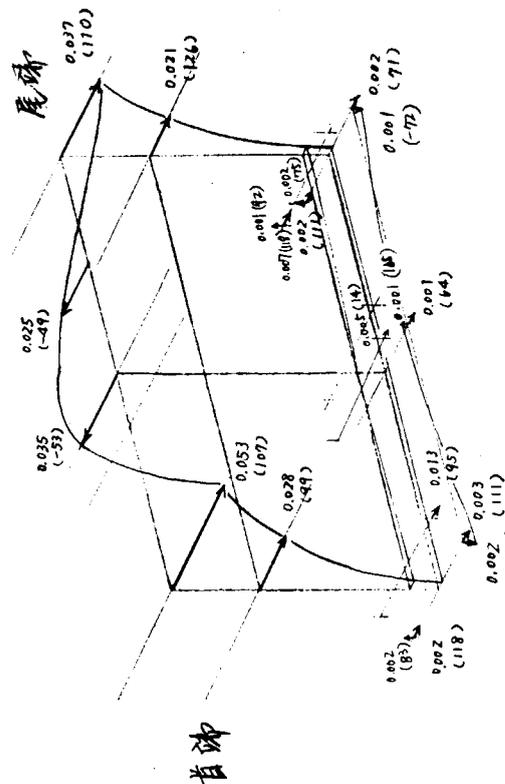


H 形 503 cpm ($M_t = 61.69 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$)

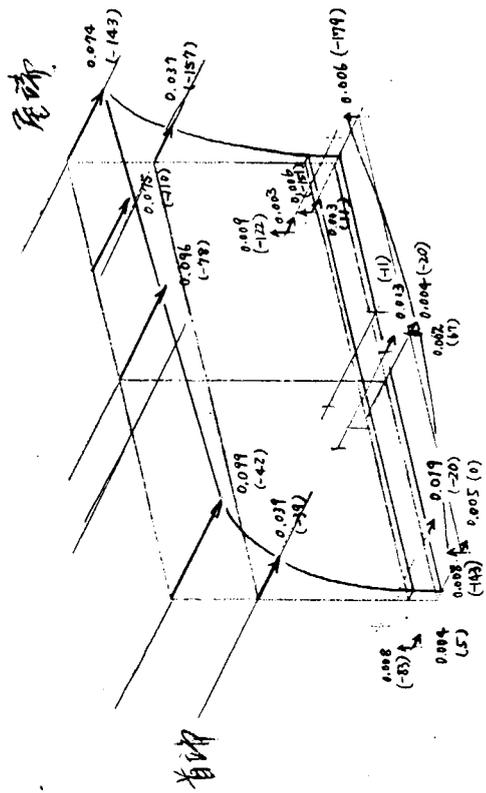
図 3.1.18 機関標準状態で 5 c y l. 起振時のモード



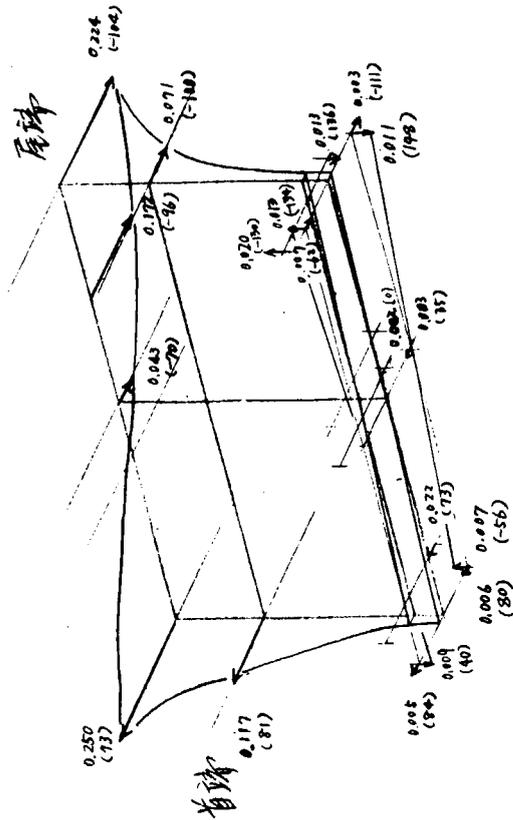
(1) X形 1,022 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg-cm}$)



(2) X形 1,325 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg-cm}$)



(1) H形 500 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg-cm}$)



(2) X形 630 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg-cm}$)

図 3.1.18' 機関標準状態で 50Y1 起振時のモード

図 3.1.19 機関標準状態で 9CY1 起振時のモード

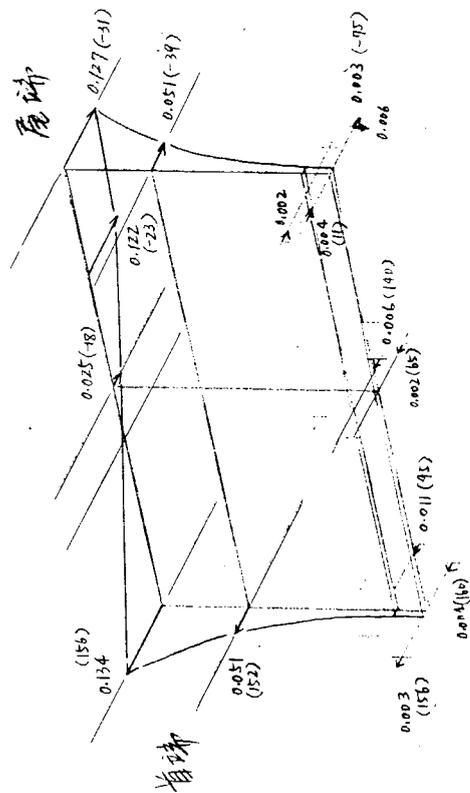
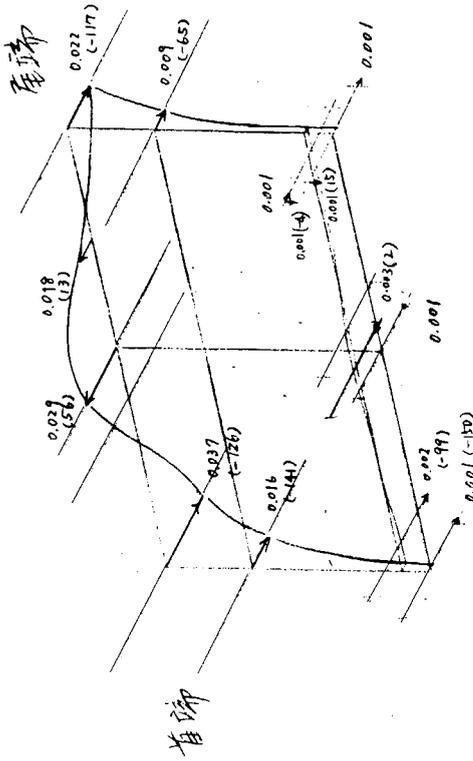
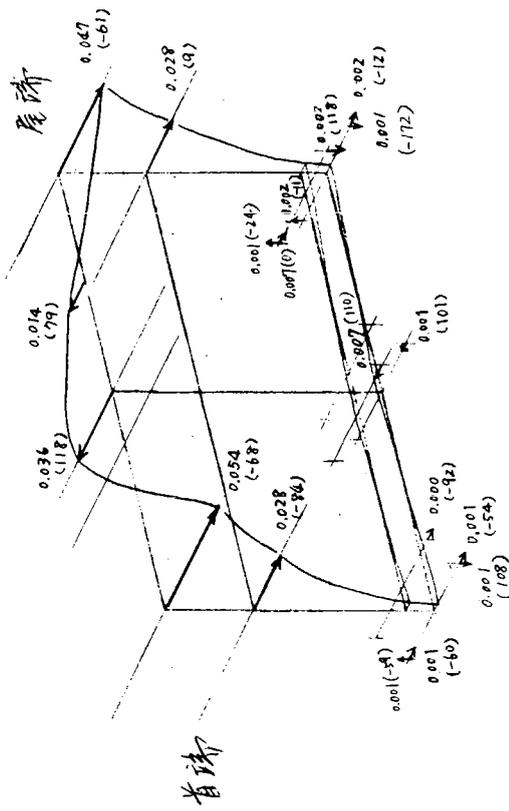


図 3.1.2.0 X形 (標準状態) で 691 rpm (Mt = 37.02 Kg·cm)

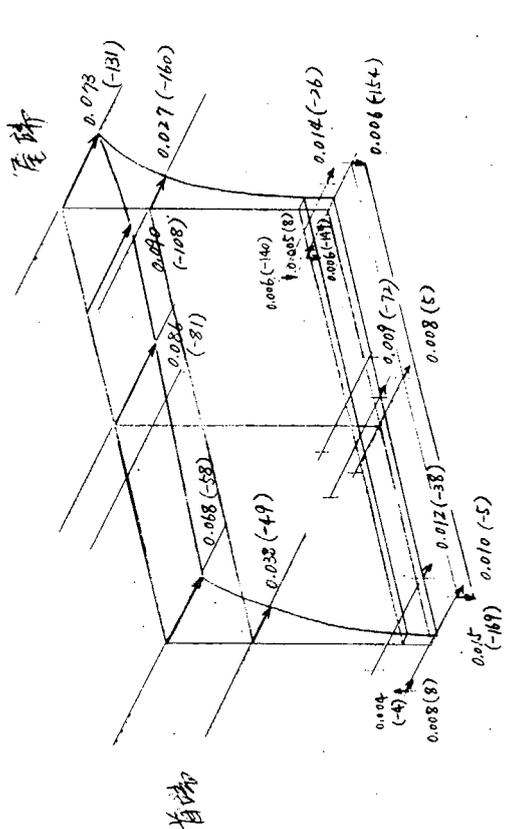


(1) X形 1,027 rpm (Mt = 37.02)

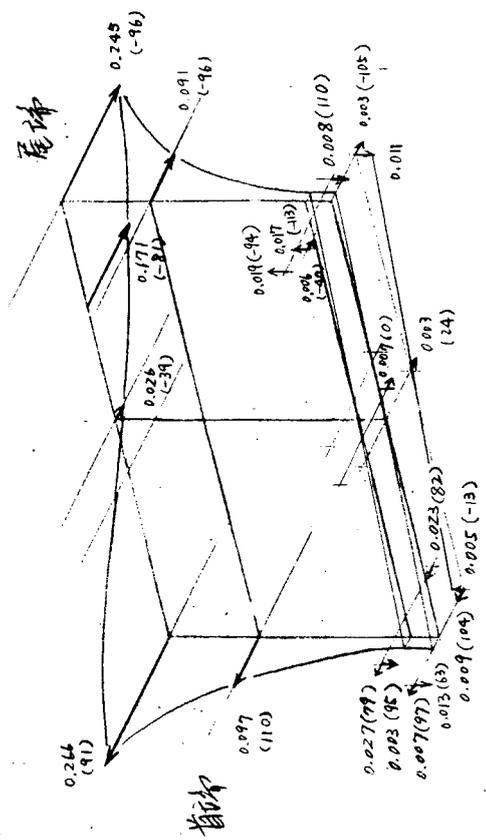


(2) X形 1,328 rpm (Mt = 37.02)

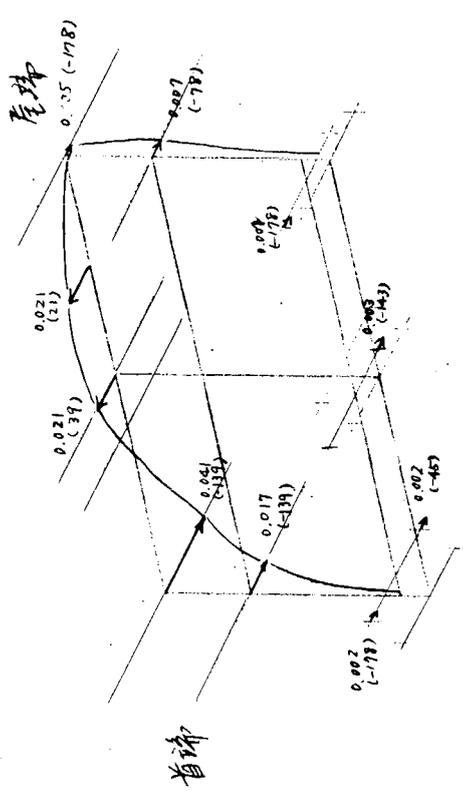
図 3.1.2.1 機関標準状態で 69 Cyl. 起振時のモード



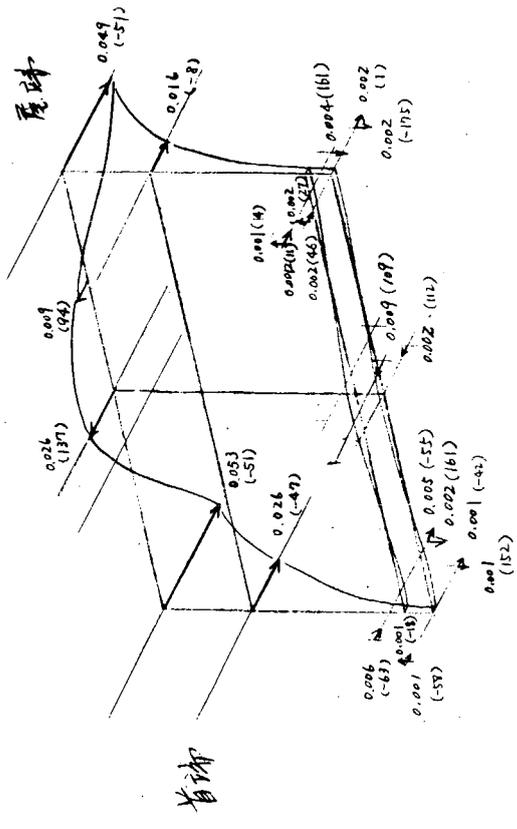
(1) H形 497 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)



(2) X形 638 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)



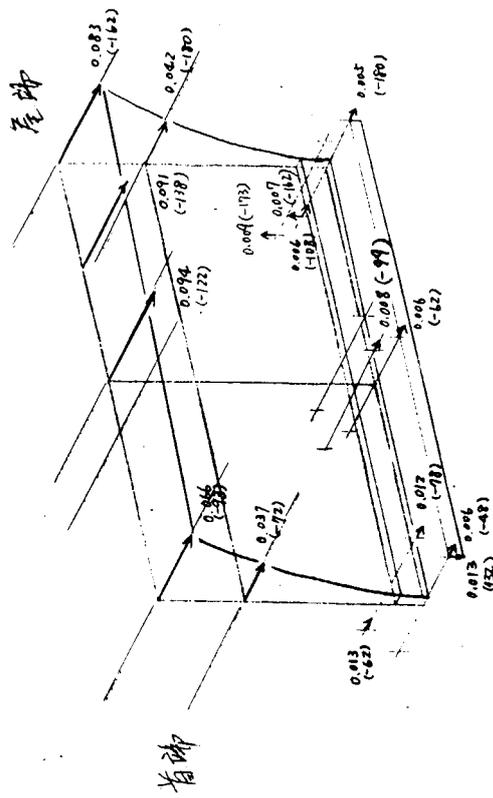
(1) X形 993 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)



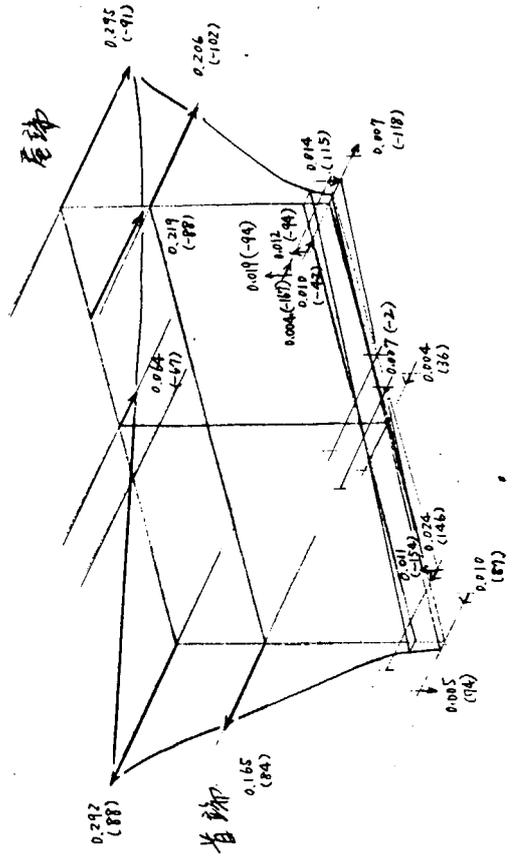
(2) X形 1339 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)

図 3.1.2.5 タイ・ボルト締付力 2/3 にて 6.9 Cyl. 起振時のモード

図 3.1.2.4 タイ・ボルト締付力 2/3 にて 6.9 Cyl. 起振時のモード



(1) H形 465 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$)



(2) X形 604 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$)

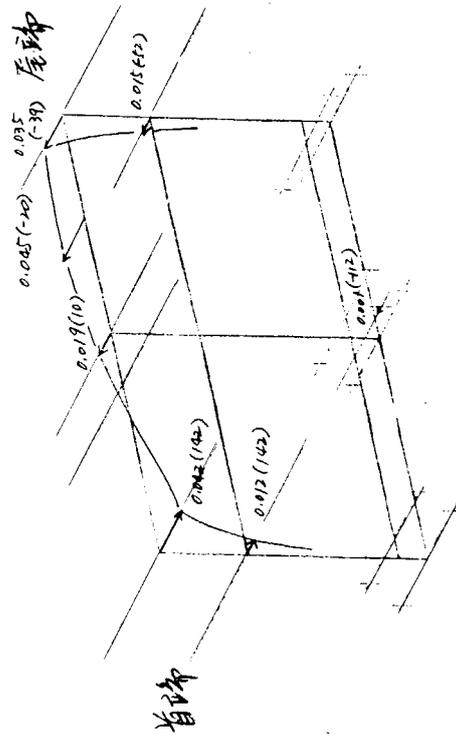


図 3.1.2.6 X形 (タイ・ボルト締付力 $2/3$) 889 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$)

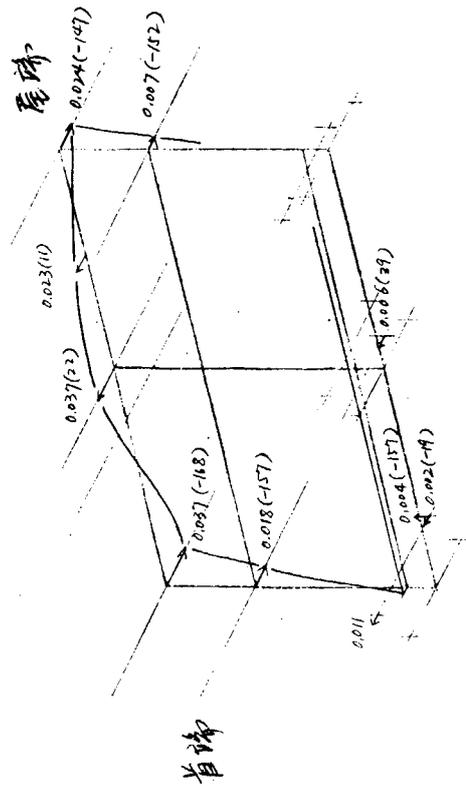
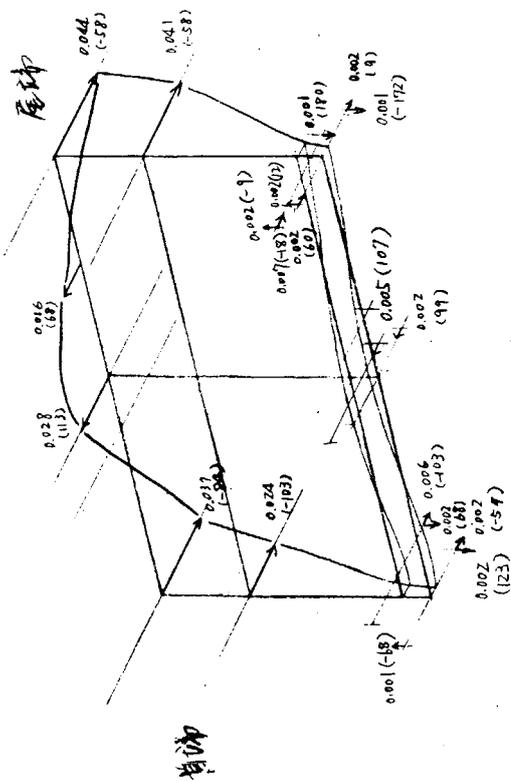
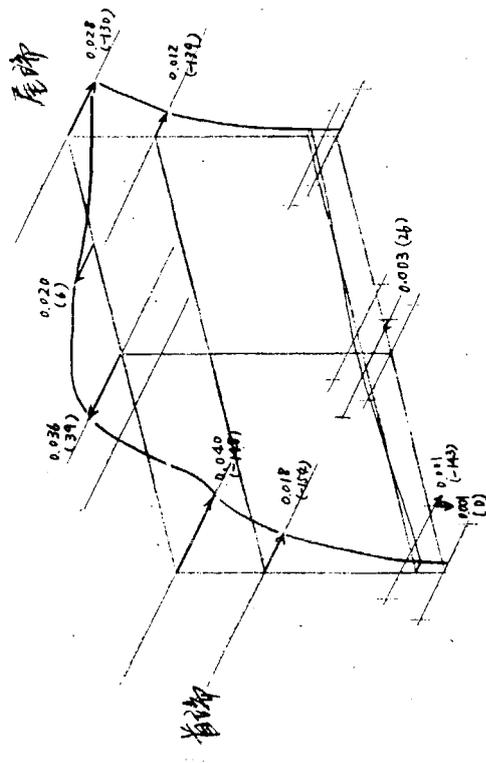


図 3.1.2.7 X形 (タイ・ボルト除去) 890 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$)

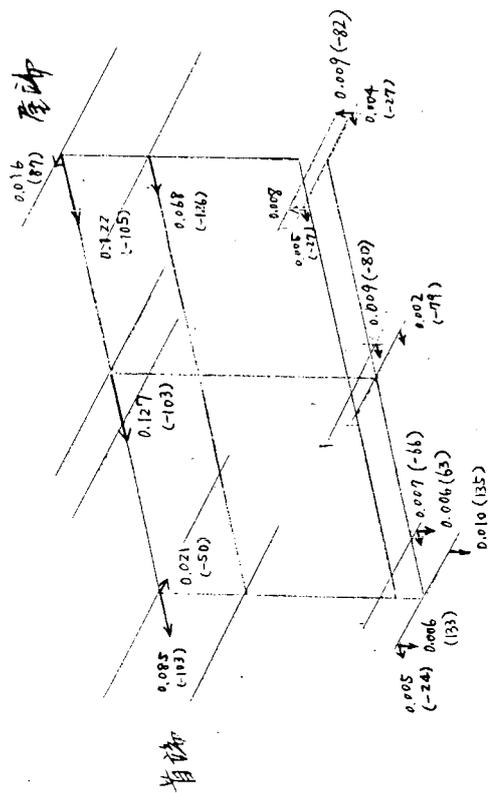
図 3.1.2.8 オイル・ノドを除去して No. 9 の V.I. 起振時のモード



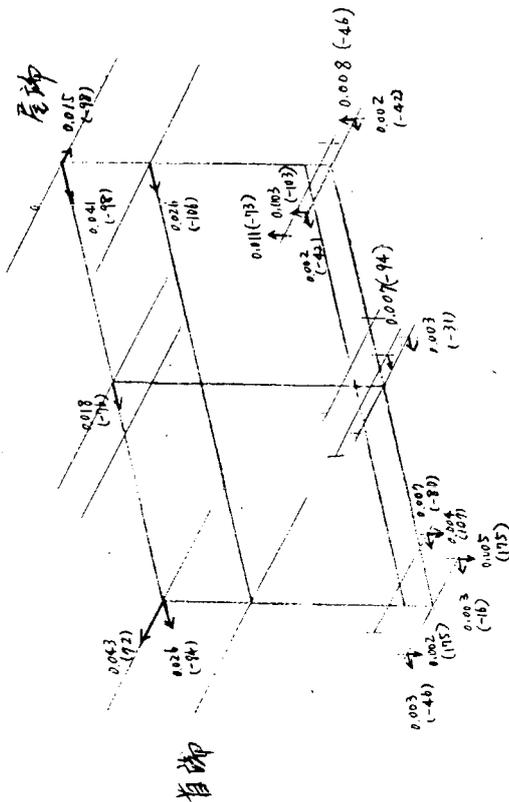
(1) x形 990 cpm ($M_t = 37.02 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)



(2) x形 1261 cpm ($M_t = 61.69 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)



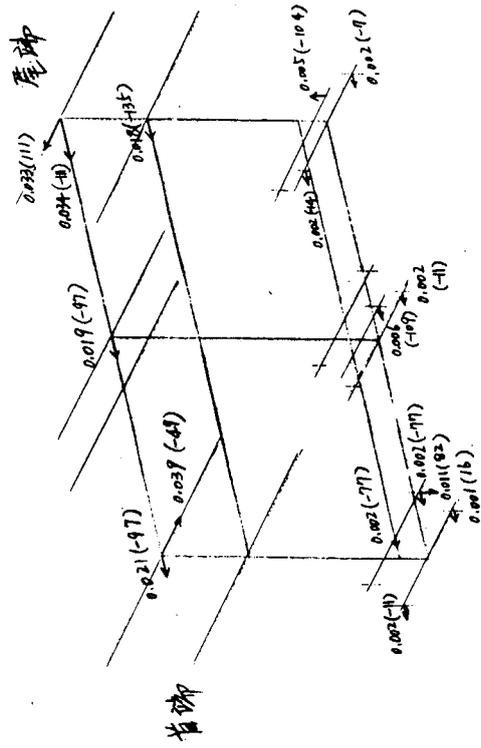
(2) オイル・ドリア除去時 460 cpm ($M_t = 61.69 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)



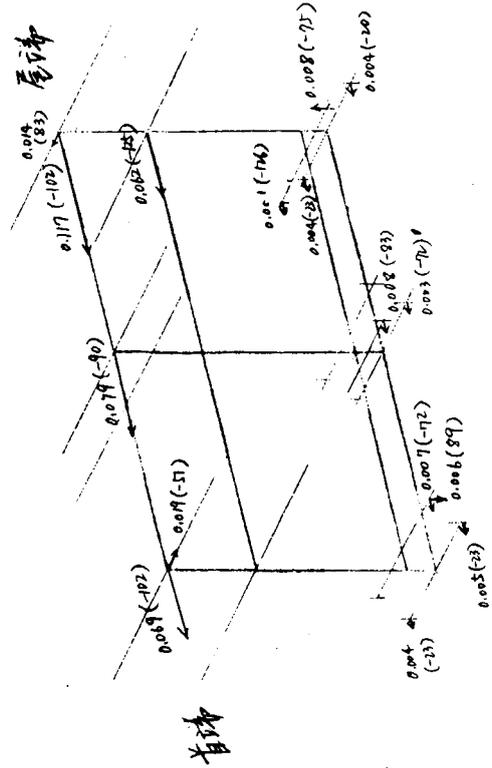
(1) 基礎ボルト除去時 628 cpm ($M_t = 61.69 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)

図 3.1.29 オイル・ドリアを除去して 69 cpm 起振時のモード

図 3.1.30 69 cpm 起振時のモード



(1) 基礎ボルト除去時 573 cpm ($M_t = 61.69 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)



(2) オイル・ドア除去時 431 cpm ($M_t = 245.6 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$)

図 3.1.3.1 4.9 Cyl. に対して前後方向起振時のモード

このように起振力により固有振動数が変わるのは、非線形振動をしているためと思われる。

ところで、前後方向振動においては、振幅も小さく台板部がクランク軸方向に長いと基礎ボルトの影響がないものと考えられ、オイル・ドアを除去することにより振動数が26～33%程度低下し振幅が3倍となる。すなわち、オイル・ドアは架構の前後方向の剛性を高めるのに寄与していることが分かる。

(b) 海上起振実験

機関を船に搭載したときの機関の横方向および前後方向起振実験の結果を図3.1.3.2～図3.1.3.4および図3.1.3.5に、船体の横方向および上下方向起振実験の結果を図3.1.3.6に示す。

まず、機関架構の横方向起振の場合には、起振機の重錘の慣性モーメントを61.69 Kg·cm、245.6 Kg·cmおよび366.0 Kg·cmとして実験を行ない、また、3種の条件（半載でブレーシング除去および付き、満載でブレーシング除去）のうち、半載の場合については ≈ 9 cyl.起振以外に ≈ 1 cyl.起振をも行なっている。

つぎに測定結果について述べるが、機関架構のH形あるいはX形振動は二重底もしくは機関室と機関架構との連成、船体振動と機関架構振動との連成により起ると考えられ、機関架構主体の振動以外に二重底の上下振動もしくは船尾の横、上下振動により、それらと機関架構が一体となつて共振する場合が存在する。そして、それらの振動数は起振力の大きさにより多少異なり、起振力が小さいほど高い値を示す傾向にある。

(i) 機関横方向起振（半載、ブレーシング除去）

半載、ブレーシング除去の状態において ≈ 9 cyl.を横方向起振した場合の結果を図3.1.3.2(a)、(b)に、また、 ≈ 1 cyl.を横方向起振した場合の結果を図3.1.3.2(c)、(d)に示す。ここで、各図中には左の列に代表点の共振曲線を、右の列にそれらの位相角（起振力との位相のずれ）を示す。

(1) 慣性モーメント61.69 Kg·cmの場合

i) H形固有振動

H形固有振動については機関架構上段中央部（7の位置）の位相が90 deg.を横切る点をその固有振動とみなし*、 ≈ 9 cyl.起振の場合、670 cpmにH形の固有振動が存在するものとする。また、7Hの共振曲線において674 cpmにピークが現われ、モード線図3.1.3.7より分かるように機関架構の固有振動であろう。このとき、機関両端の位相はX形振動の影響を受けて90 deg.よりもずれていることはいうまでもない。

ところで、 ≈ 1 cyl.起振の場合、640 cpmと710 cpmにおいて共振振動がみられるが、710 cpmは船体（6P'）の横振動および二重底部の横振動にピークがみられ、船尾横振動によるものであろう。一方、640 cpmは機関架構のH形固有振動であるが、 ≈ 9 cyl.起振時よりも4.5%程度振動数は減少している。

ii) X形固有振動

X形固有振動については機関架構両端の位相より判断するが、 ≈ 9 cyl.起振の場合、785 cpm、820 cpmおよび950 cpmに固有振動が存在し、それらのピークは789 cpm、824 cpmおよび943 cpmにみられる。

ところで、785 cpmにおいては、そのモード線図を図3.1.3.8に示すが、二重底の上下共振振動が存在し、それにより機関がX形振動をしたものと考えられ、これは二重底・機関系の固有振動であろう。

つぎに、820 cpmにおいては、機関上段の両端では位相が90 deg.および270 deg.となつているにもかかわらず、機関中段の両端では位相にずれを生じている。このことより、820 cpmはシリンダ・ジャケットのX形固有振動と思われる。

* 首、尾端ではX形振動の影響をうけるため。

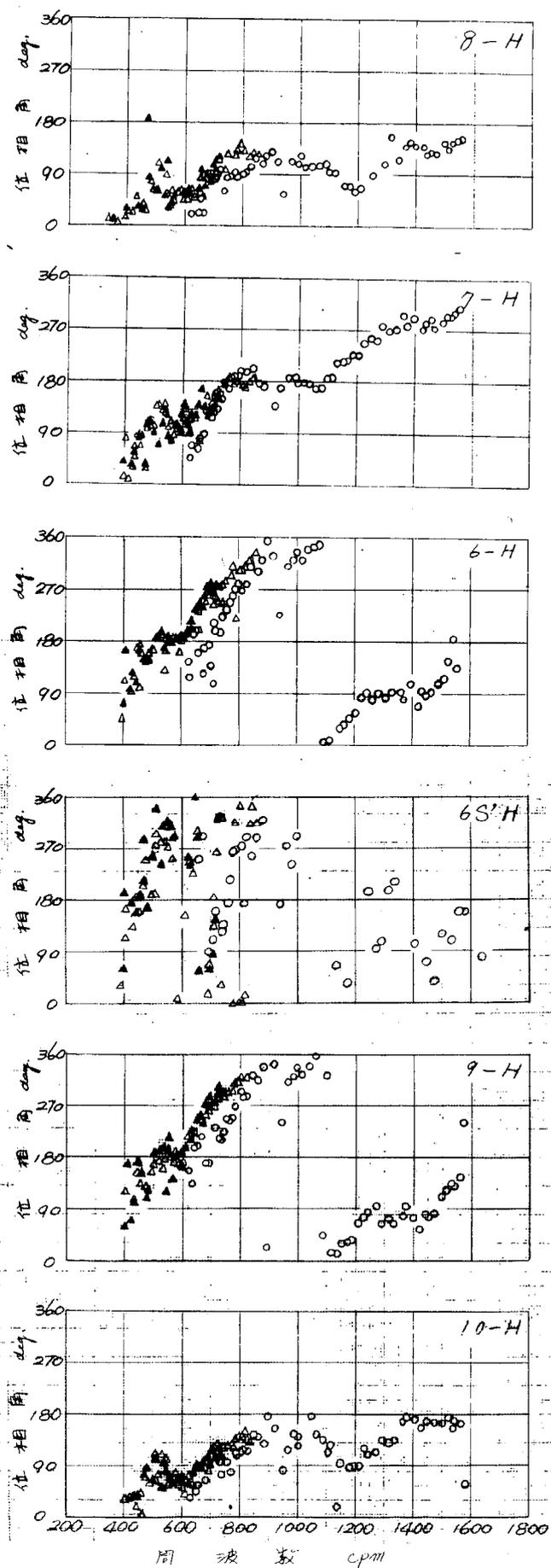
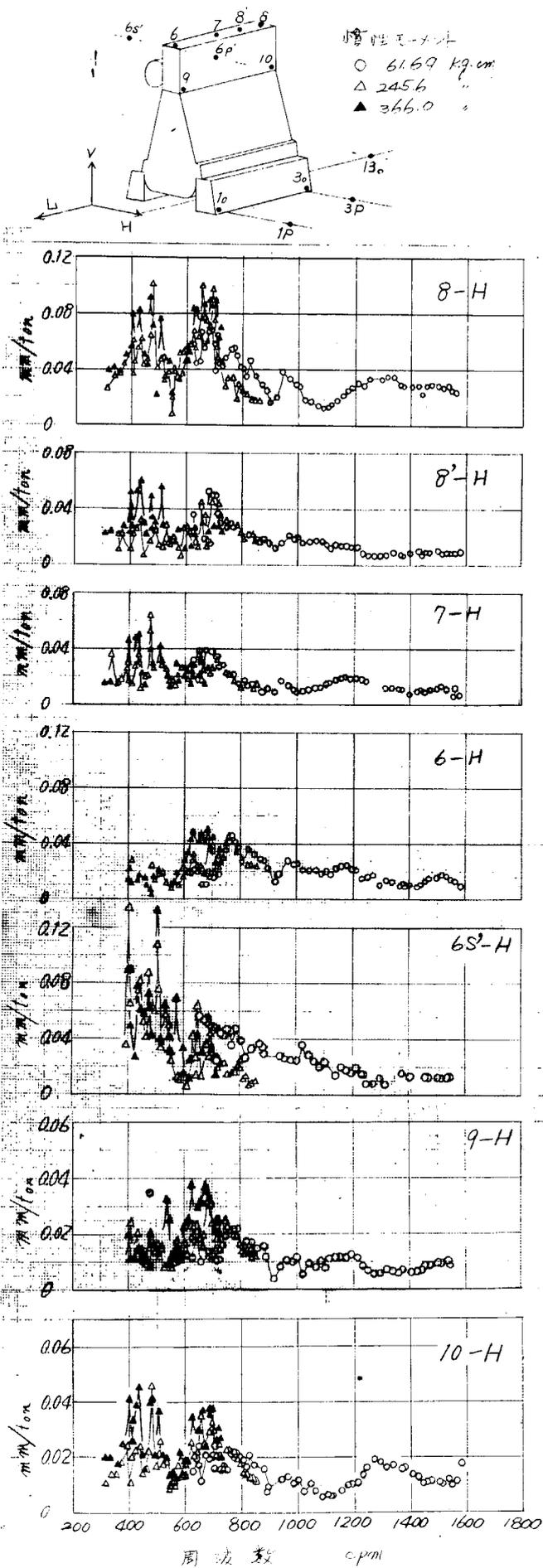


図 3.1.3 2(a) 機関起振時の共振曲線 (No.9 Cy1. 横方向起振、半載、ブレーシング除去)

慣性モーメント
 ○ 61.69 kg·cm
 △ 245.6 "
 ▲ 366.0 "

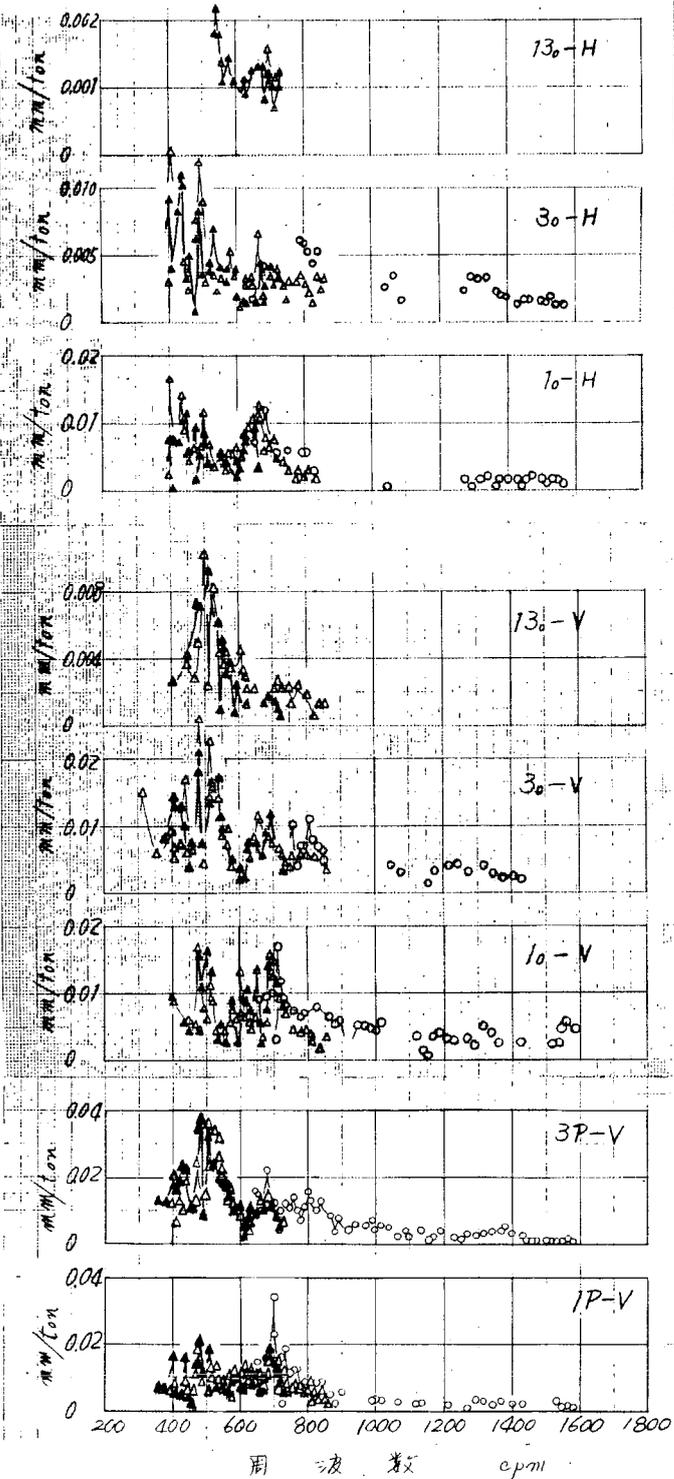
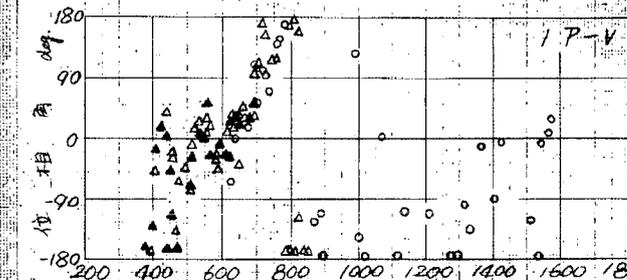
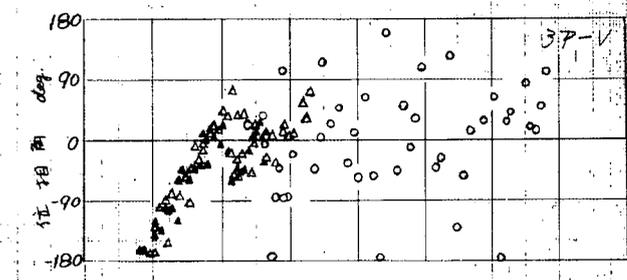
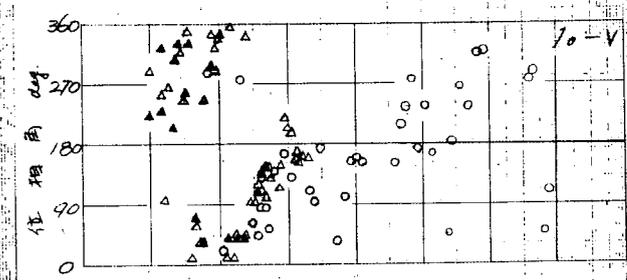
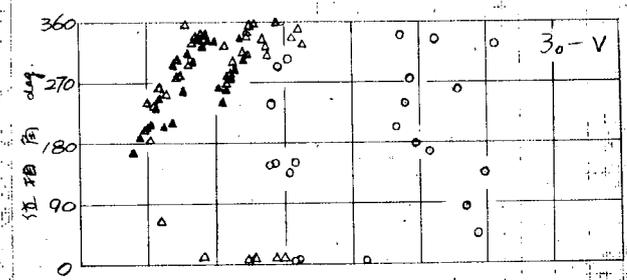
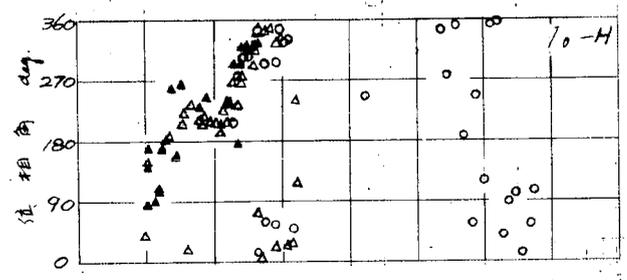
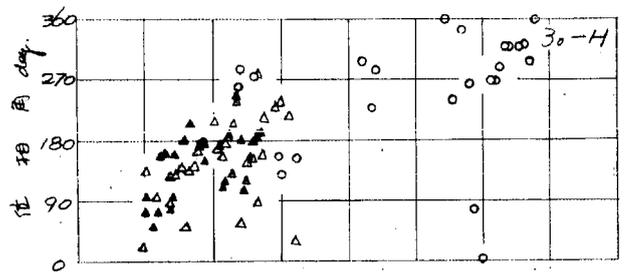
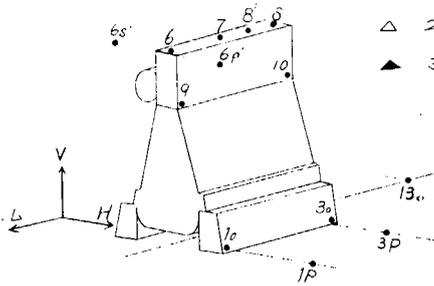
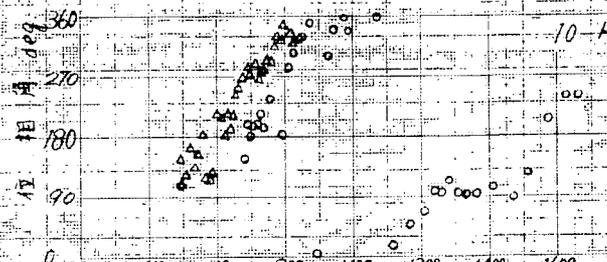
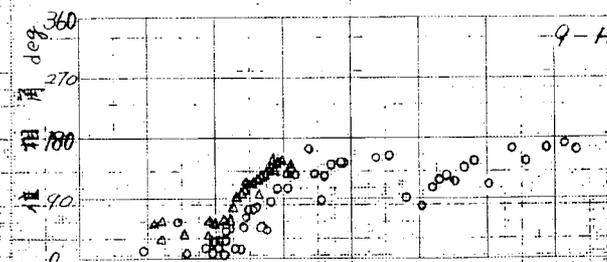
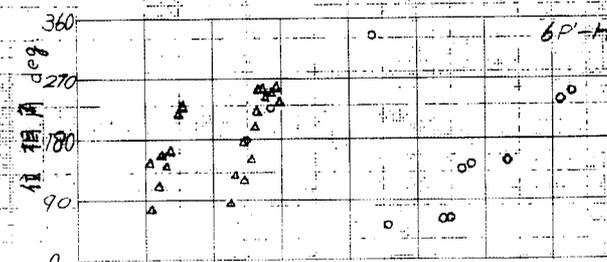
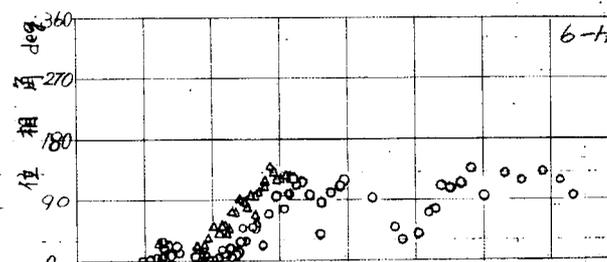
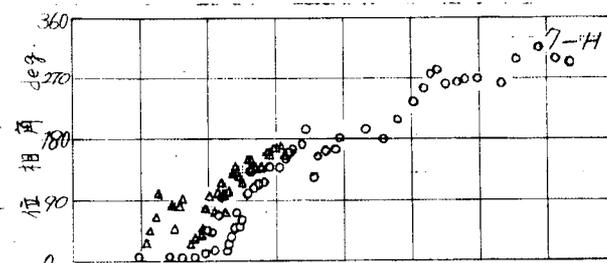
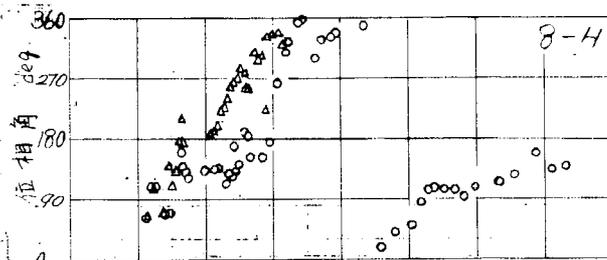
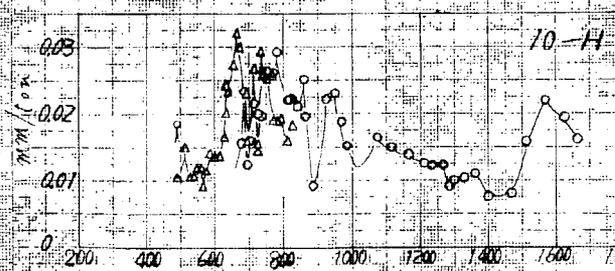
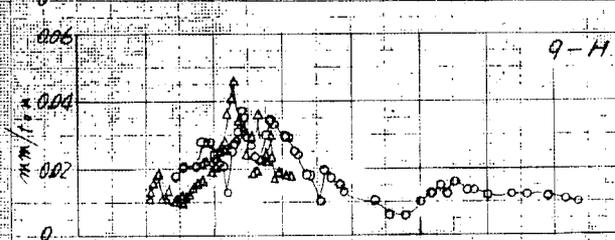
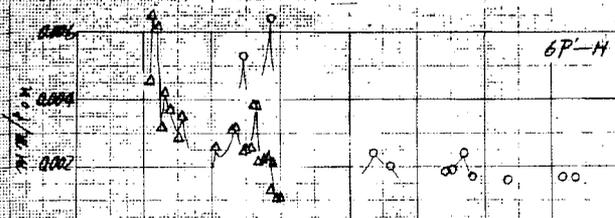
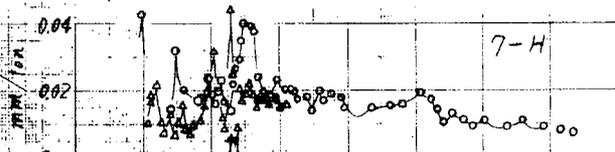
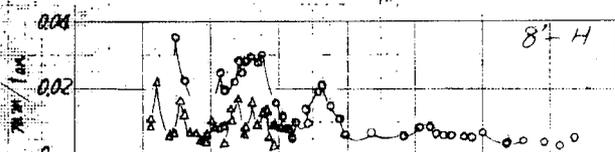
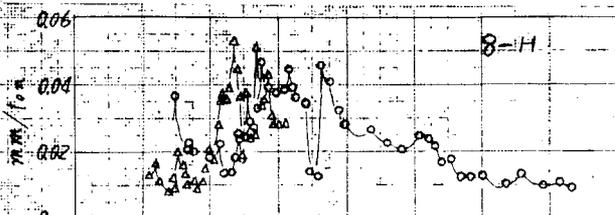
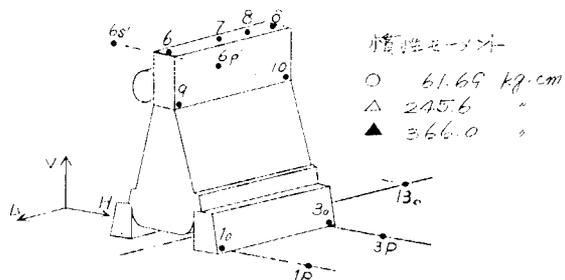


図 3. 1. 3 2 (b) 機関起振時の共振曲線 (16.9 Cy1, 横方向起振、半載、ブレーシング除去)



周波数 CPM

周波数 CPM

図 3.1.3 2(c) 縦関起振時の共振曲線 (16.1 cpm, 横方向起振、半載、ブレーシング除去)

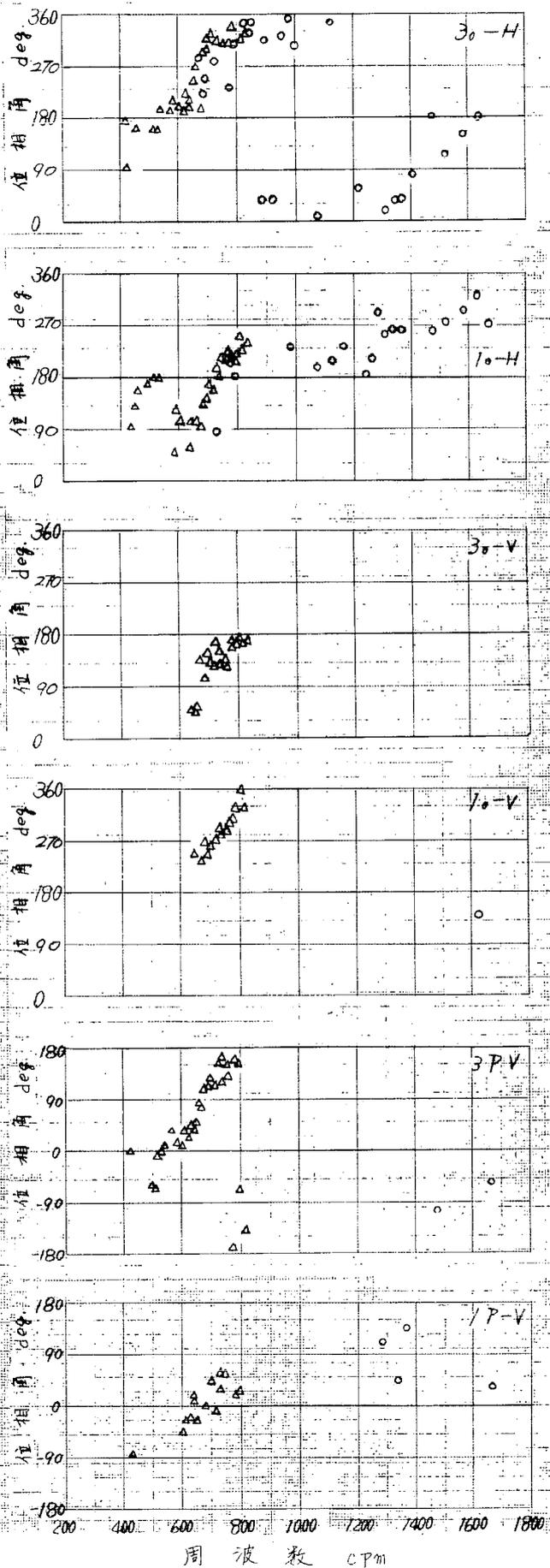
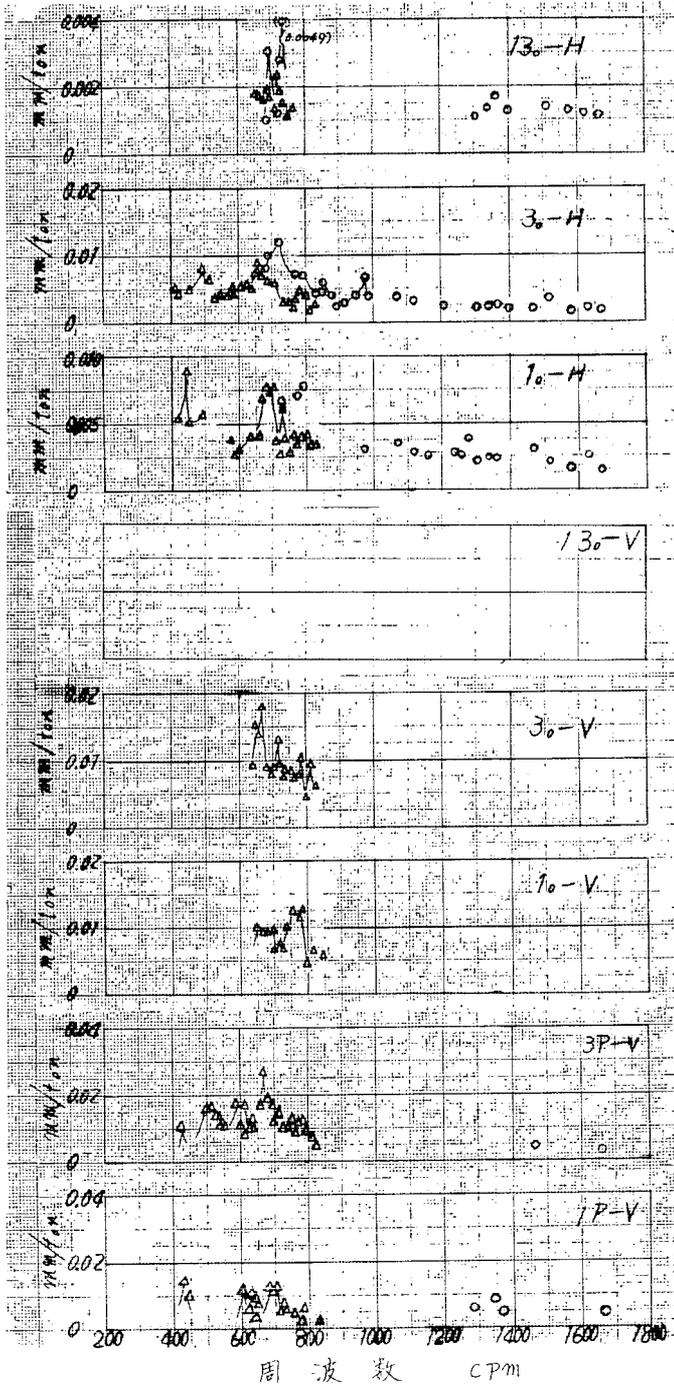
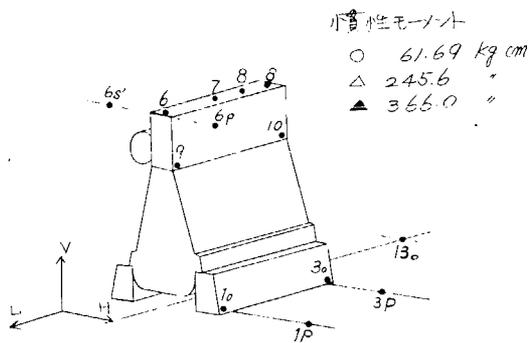


図 3. 1.3 2(d) 機関起振時の共振曲線 (1/6.1 Cy1. 横方向起振、半載、ブレーシング除去)

特性コンタ

- 61.69 kg-cm
- △ 24.5.6
- ▲ 366.0

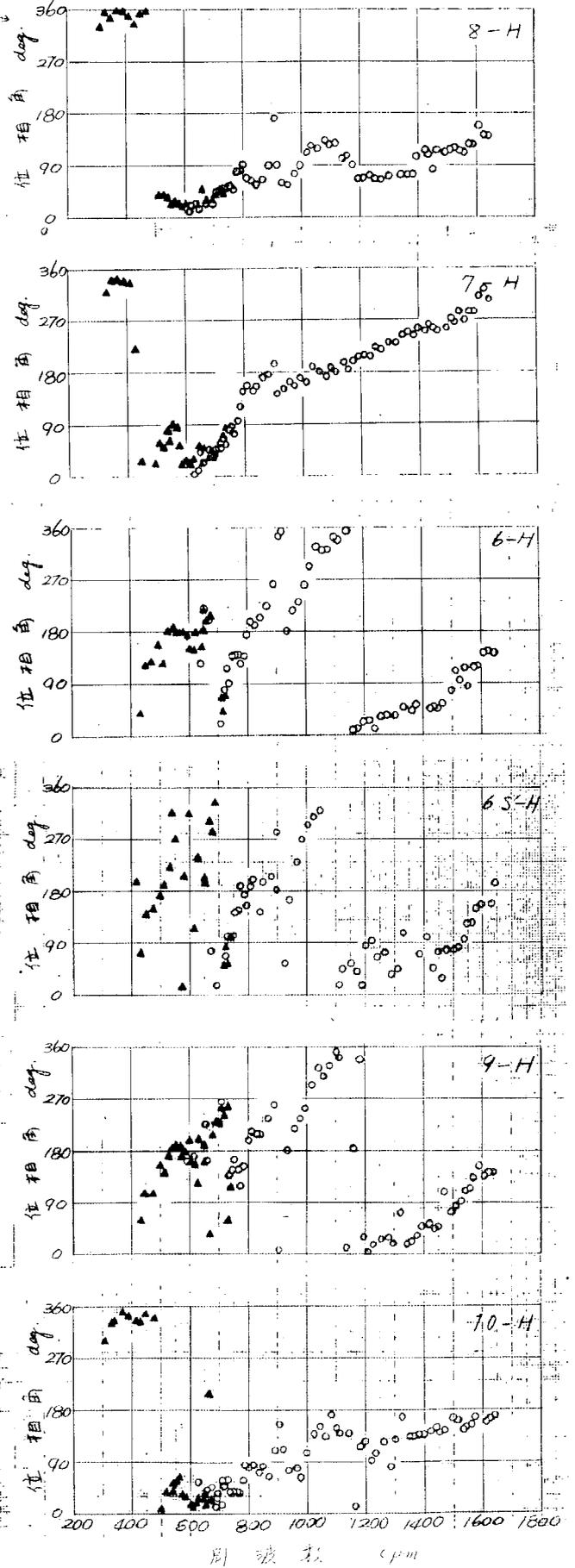
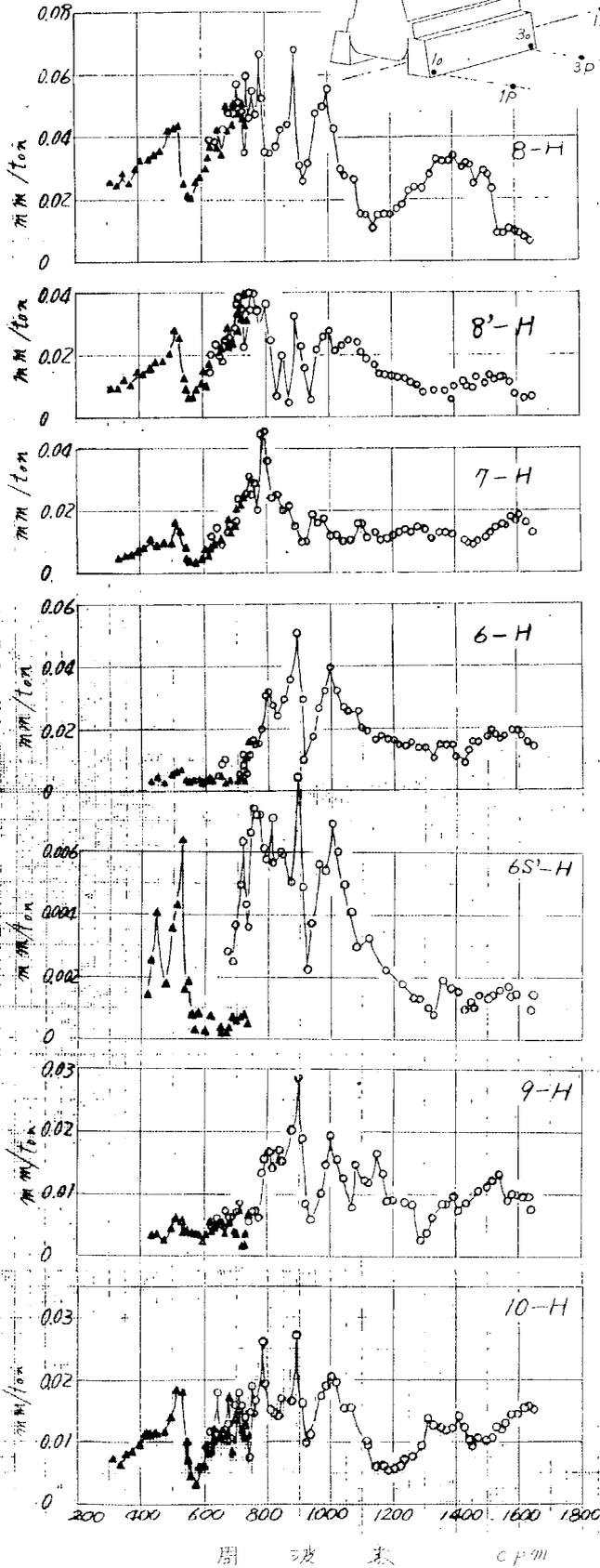
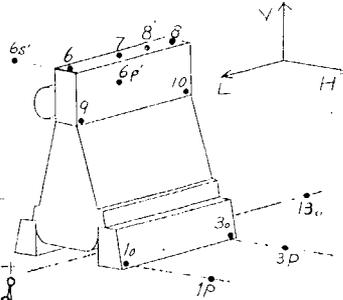


図 3.1.3.3(a) 機関起振時の共振曲線 (690 rpm, 横方向起振、半載、ブレーシング付き)

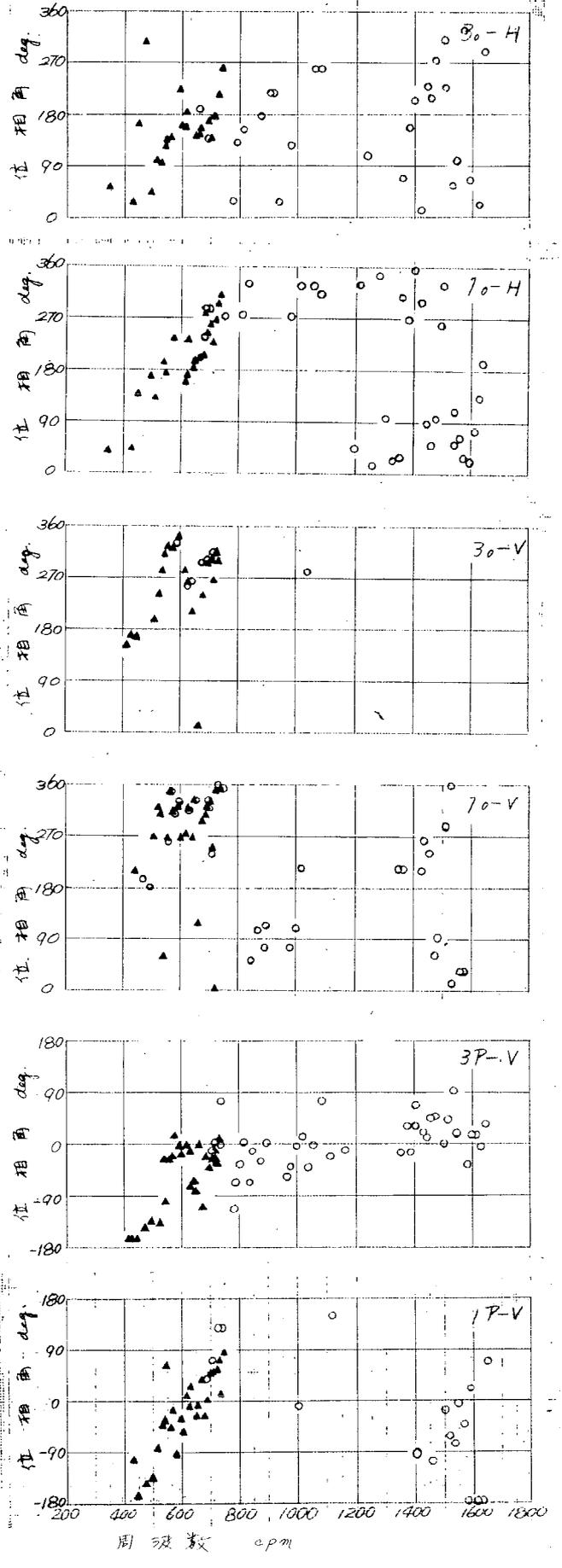
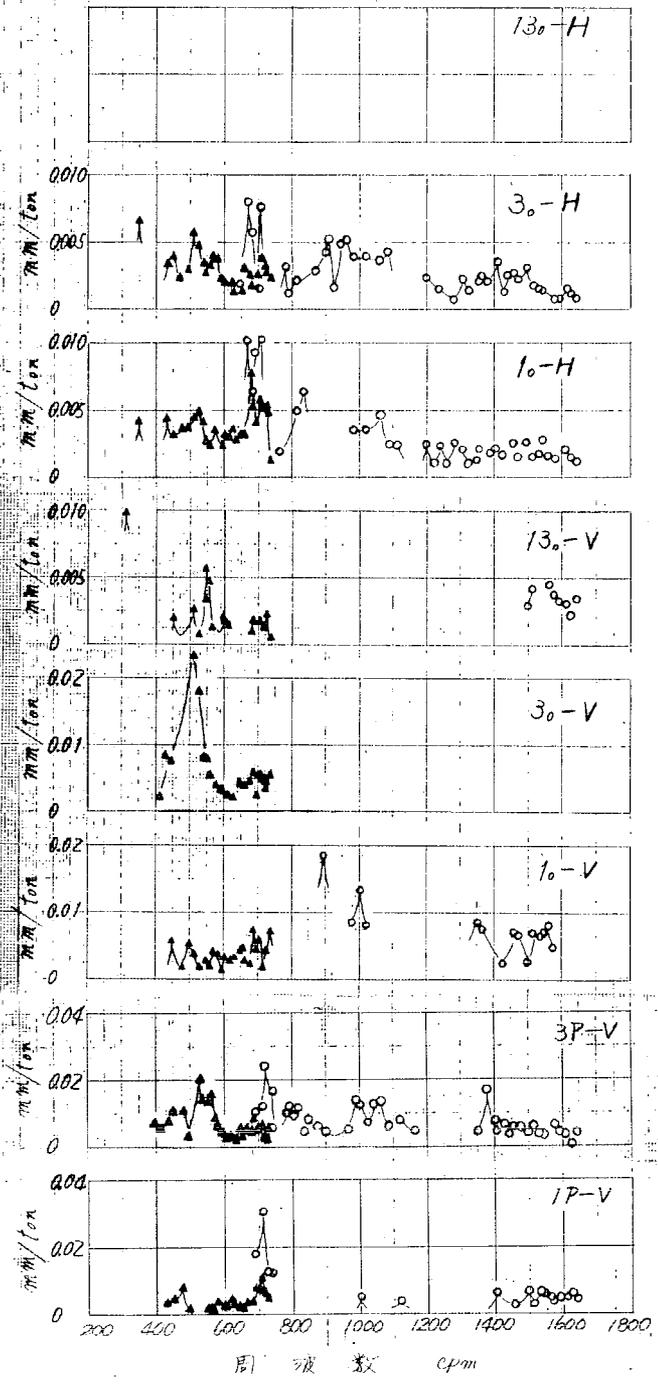
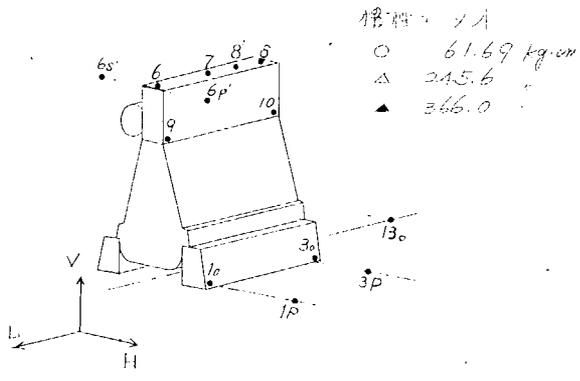
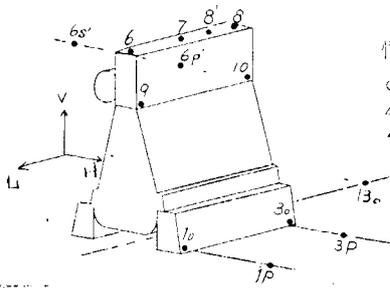


図 3. 1. 3 3(b) 機関起振時の共振曲線 (No. 9-Cyl. 横方向起振、半載、ブレーキング付き)



慣性元-1A

- 61.69 kg.cm
- △ 245.6
- ▲ 366.0

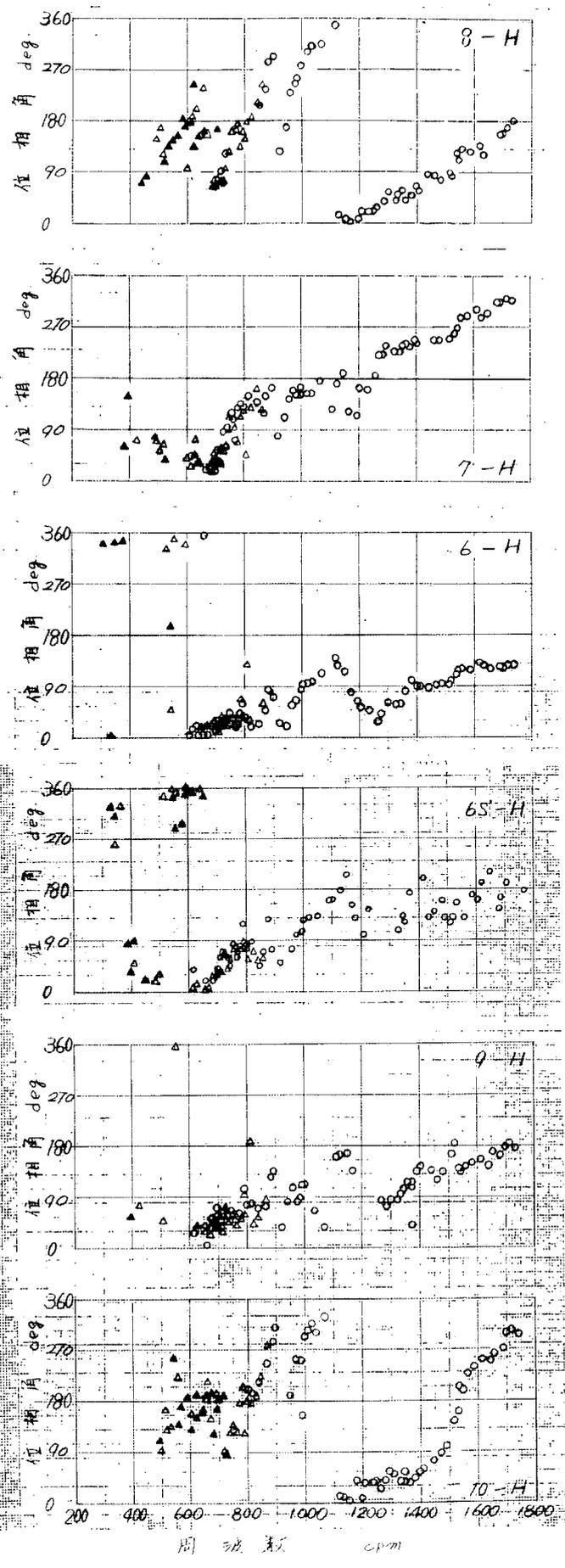
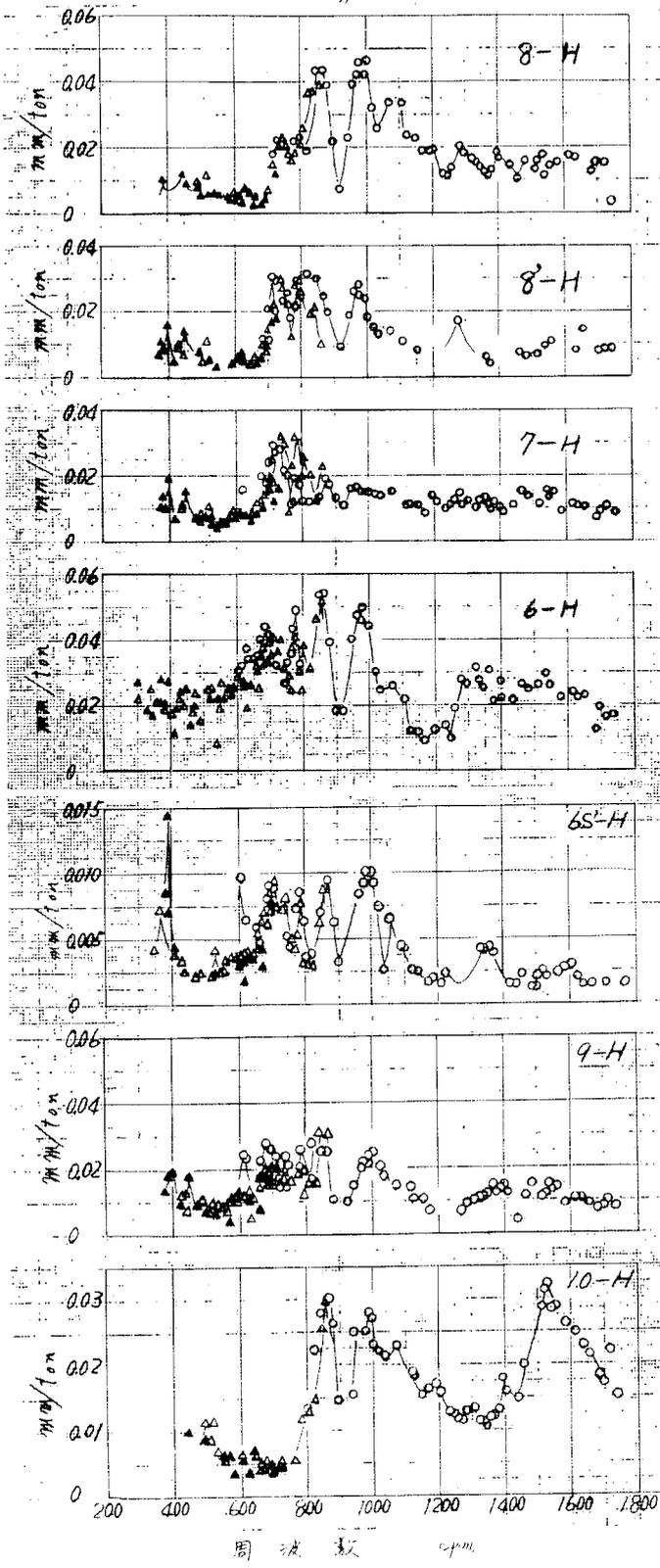
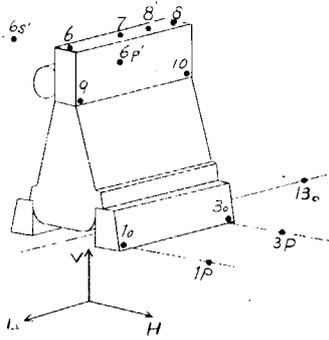


図 3.1.3.3(c) 機間起振時の共振曲線 (No.1 Cyl. 横方向起振、半載、ブレーシング付き)



慣性モーメント
 ○ 61.69 kg/cm
 △ 245.6 "
 ▲ 366.0 "

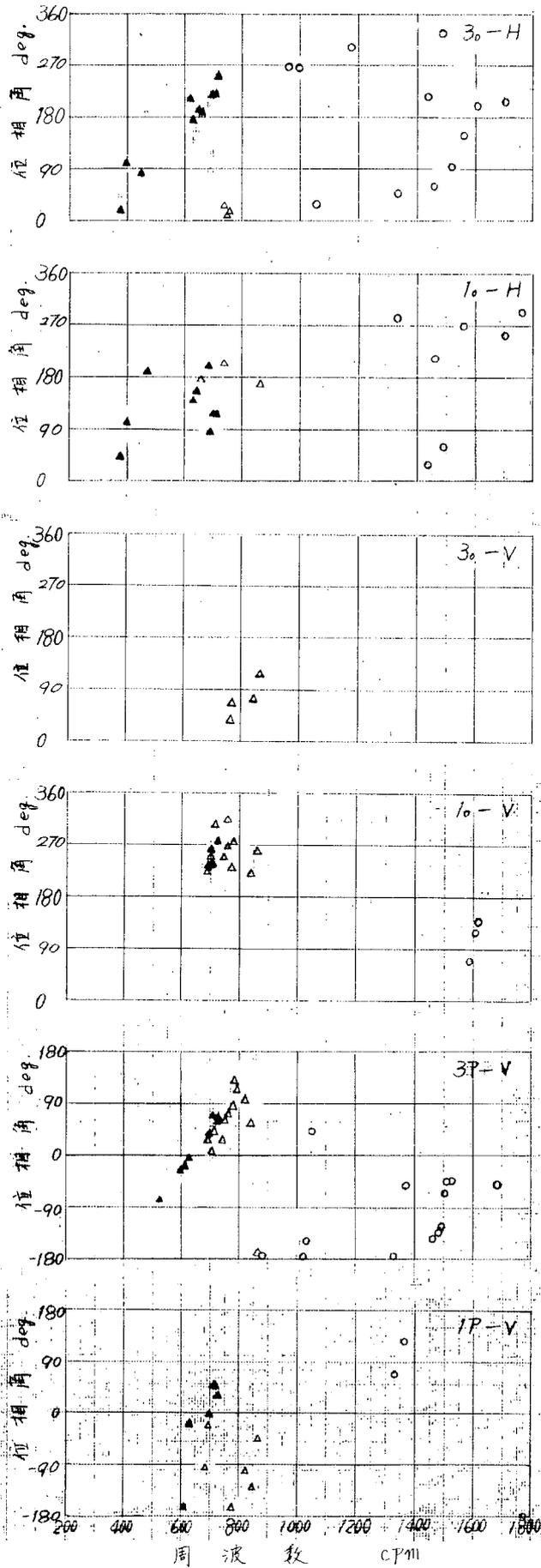
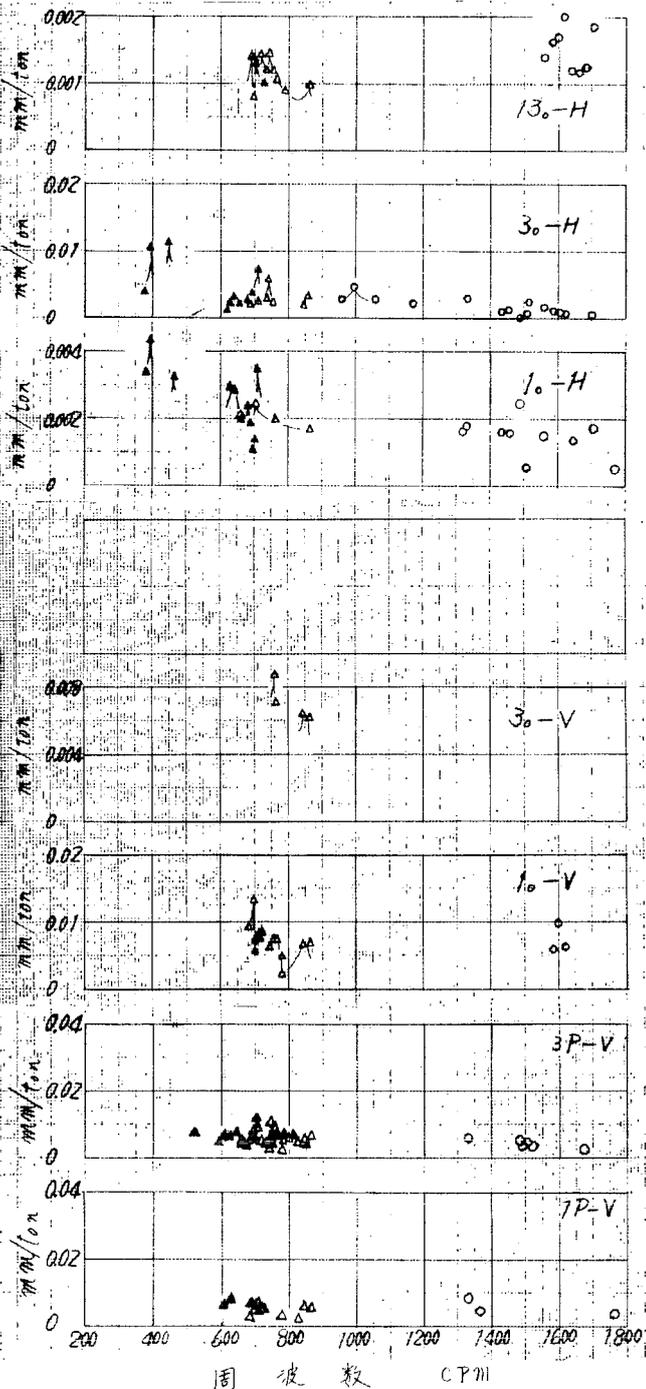


図 3. 1. 3 (d) 機関起振時の共振線 (No. 1 Cyl. 横方向起振、半載、ブレーシング付き)

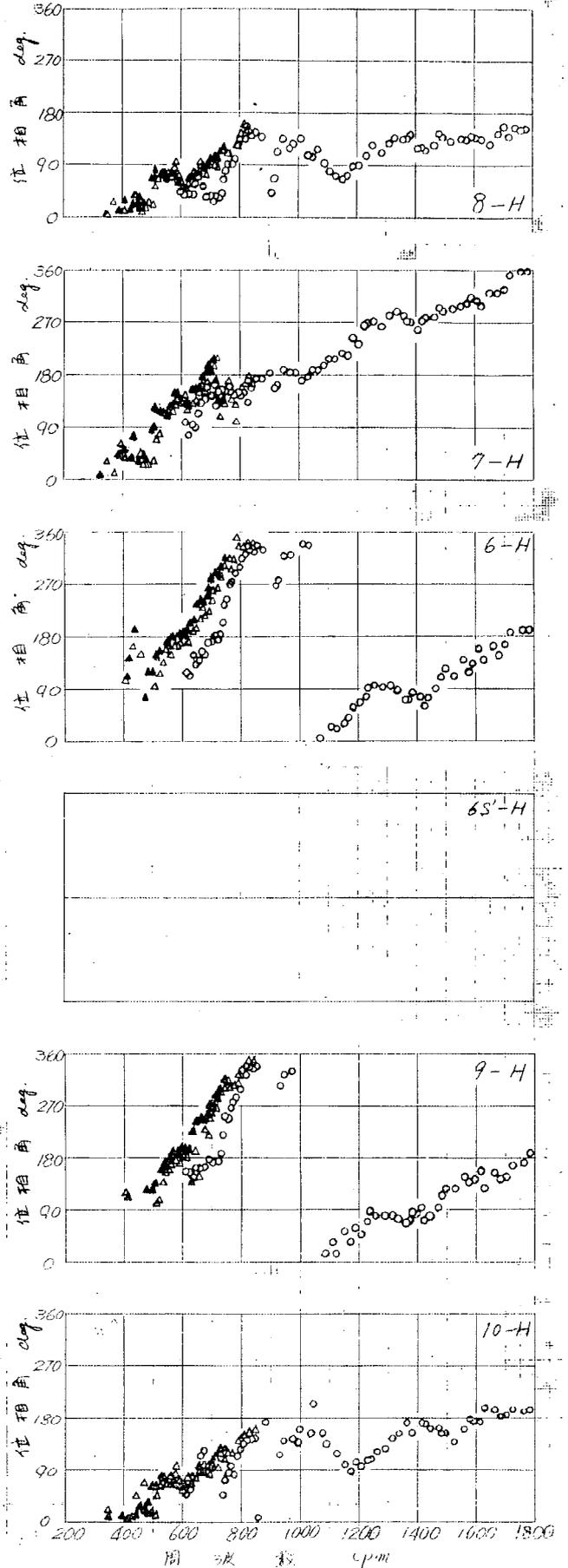
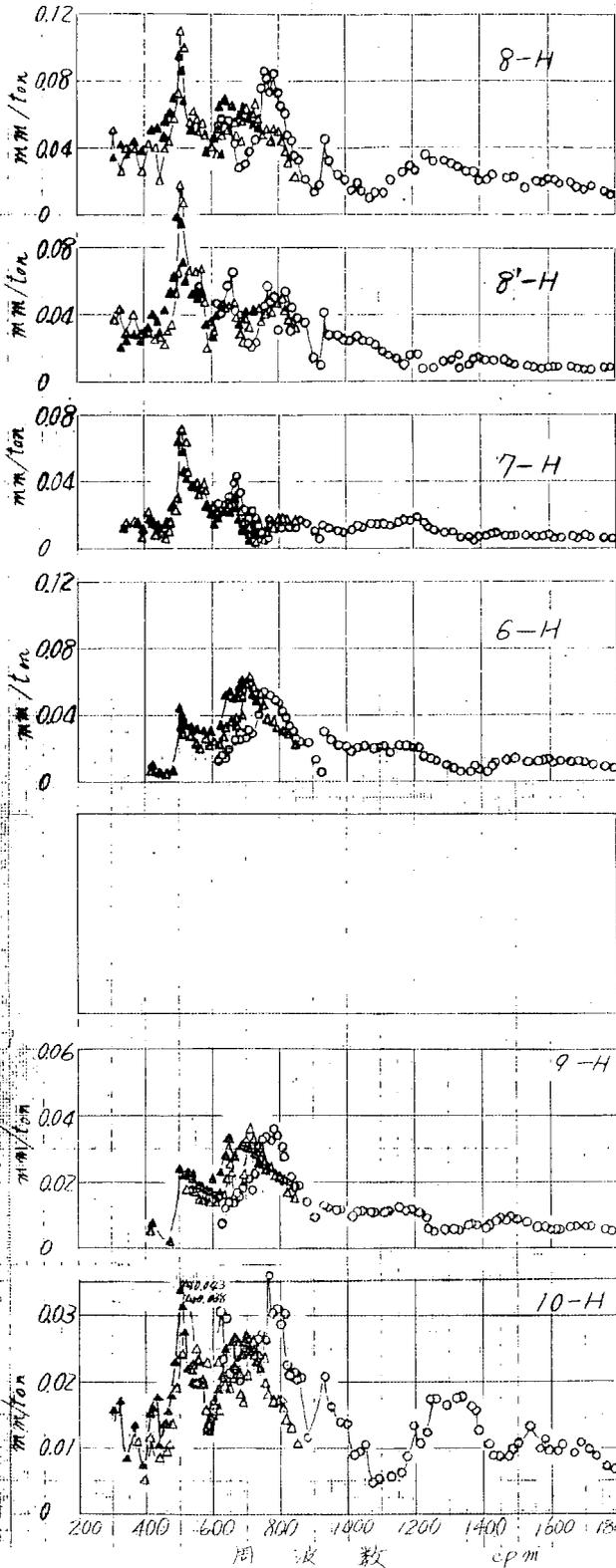
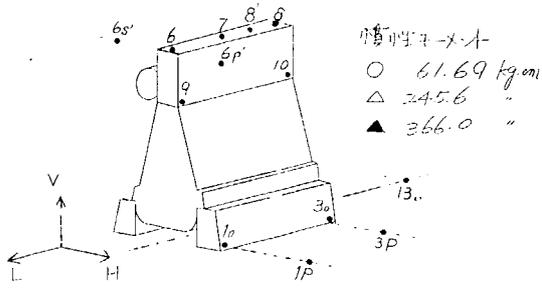


図 3. 1. 3 4 (a) 機関起振時の共振曲線 (No. 9 Cy 1. 横方向起振、満載、ブレーンク除去)

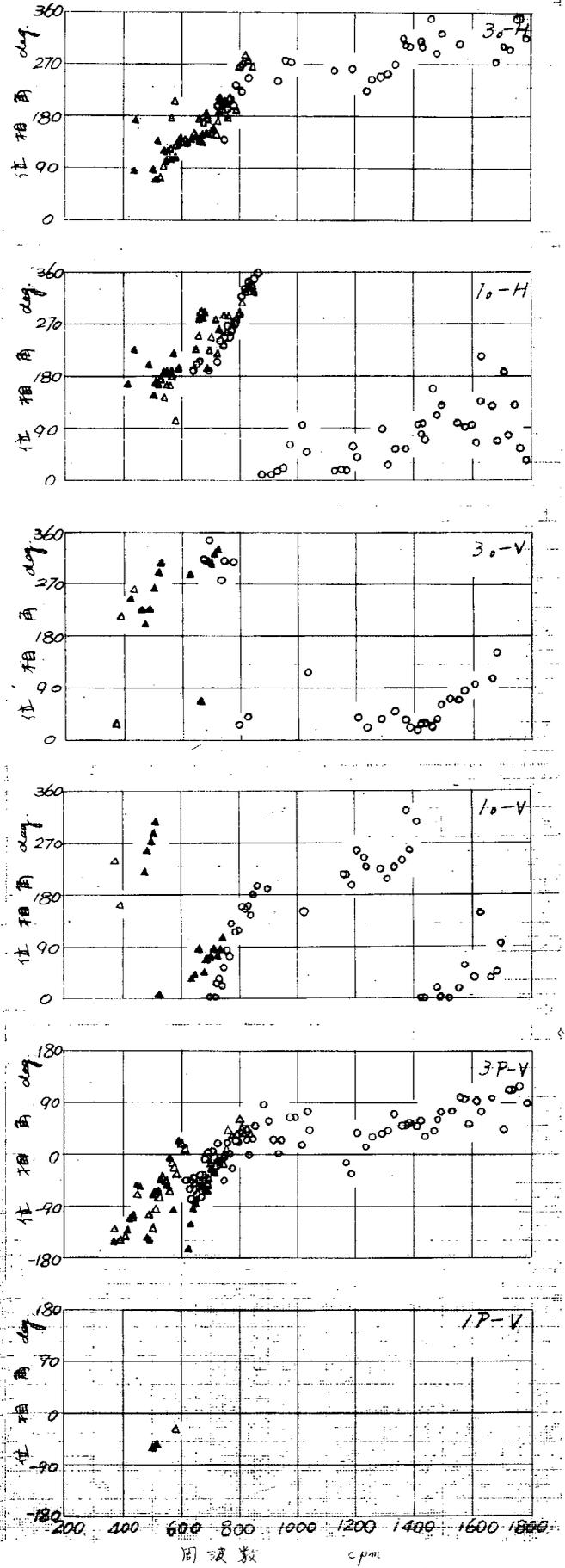
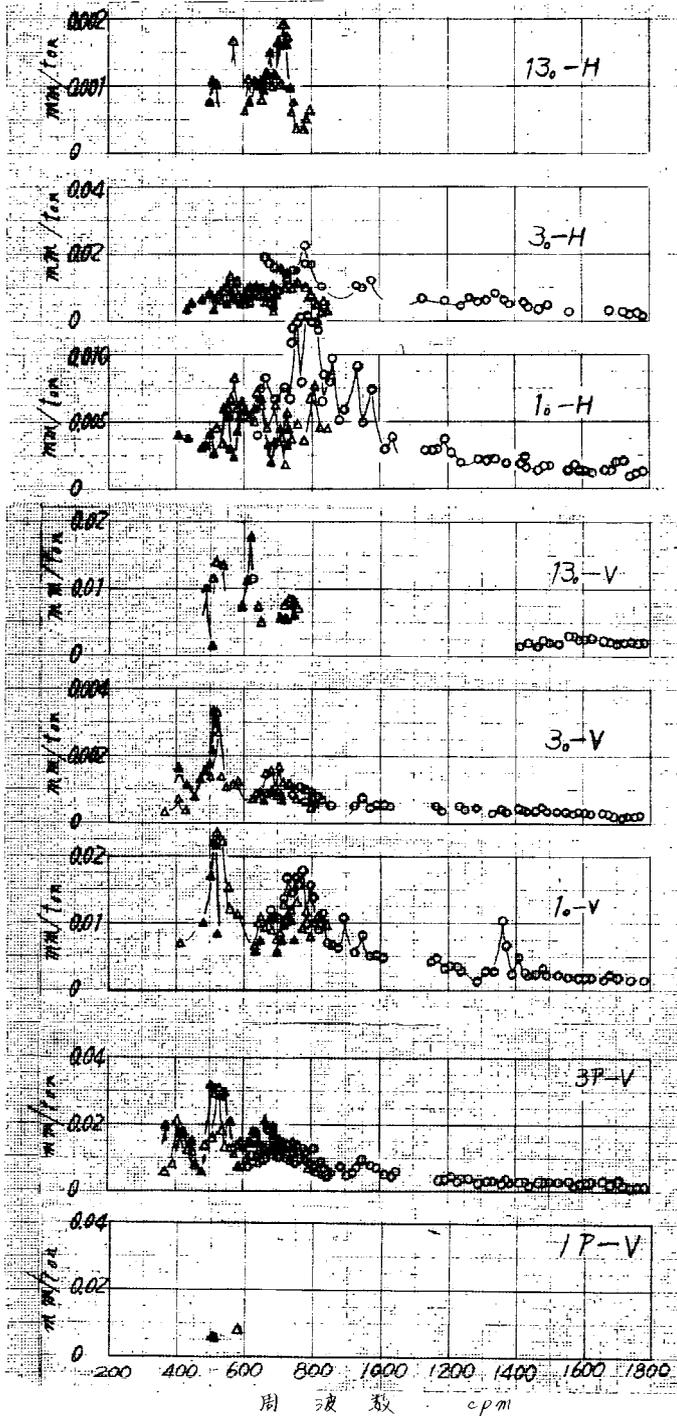
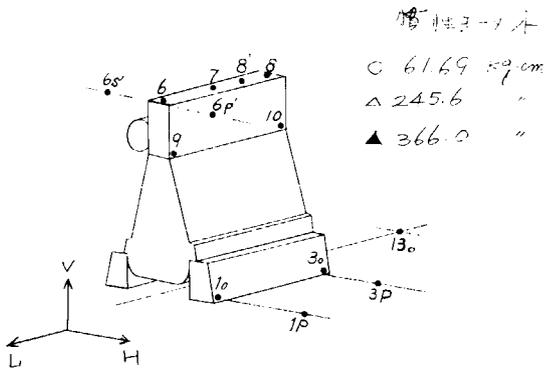
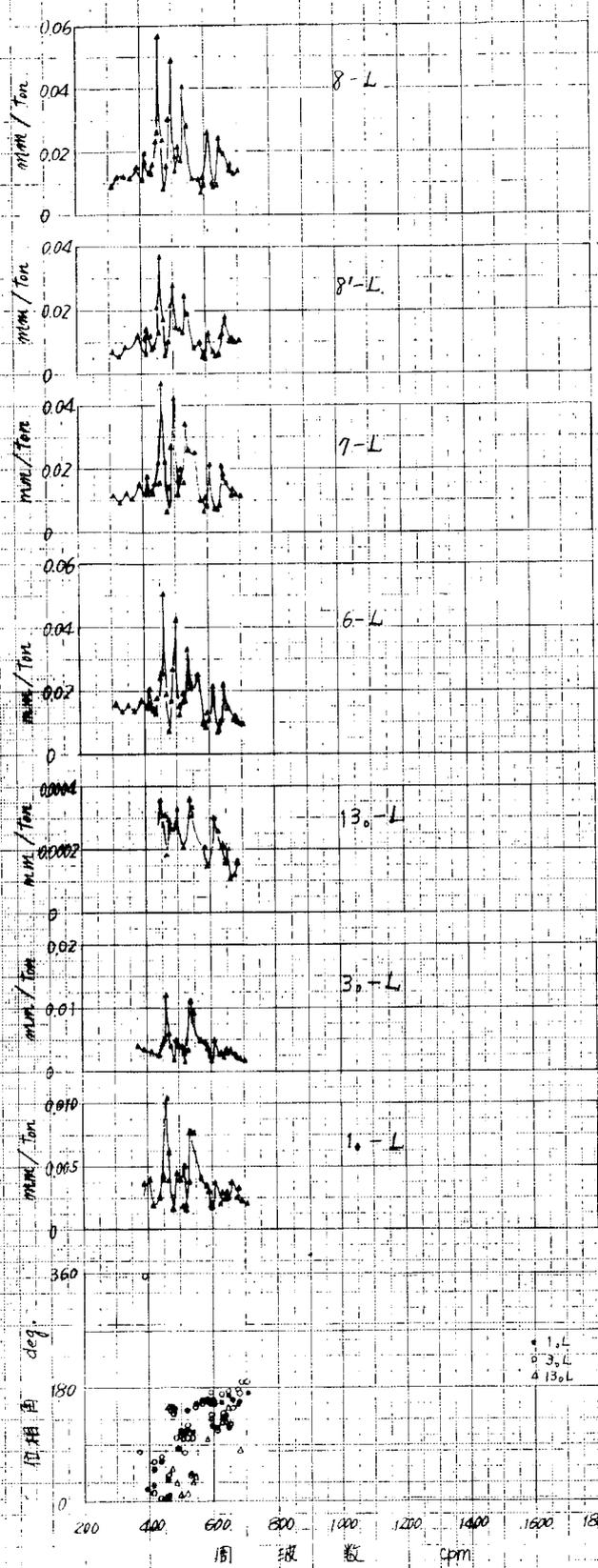


図 3. 1. 3 4 (b) 機件起振時の共振曲線 (No. 9 Cyl. 横方向起振、満載、ブレーシング除去)



横性毛-大寸
366.0 kg/cm

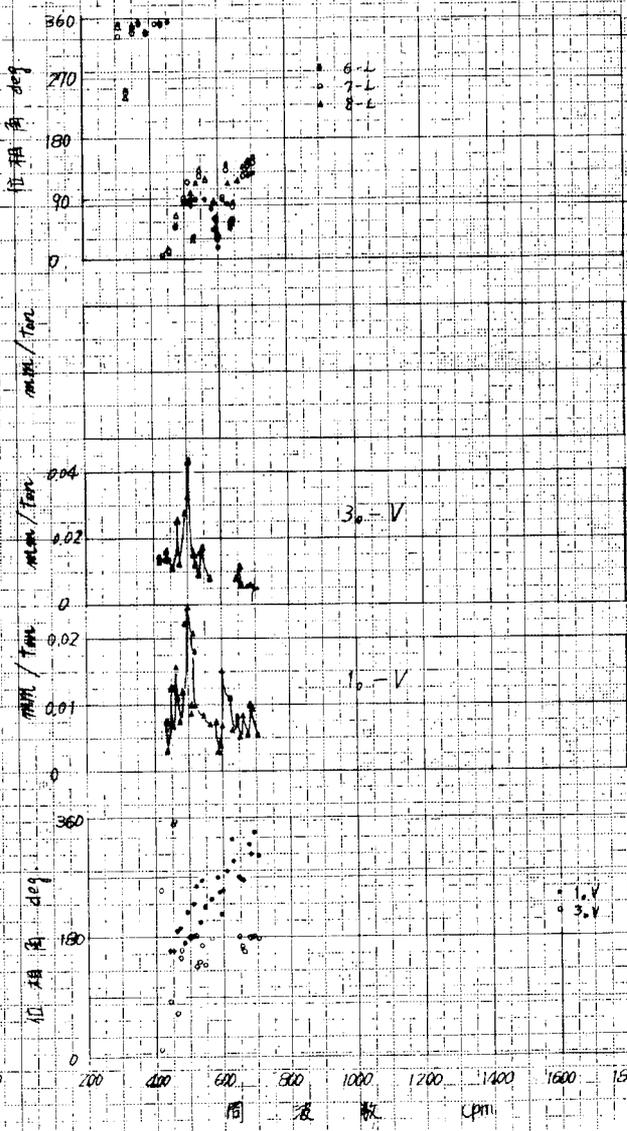
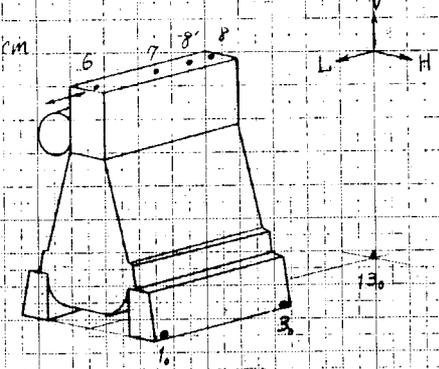


図 3. 1. 3 5(a) 機関起動時の共振曲線 (流 1 Cy 1. 前後方向起振、半載、ブレーシング除去)

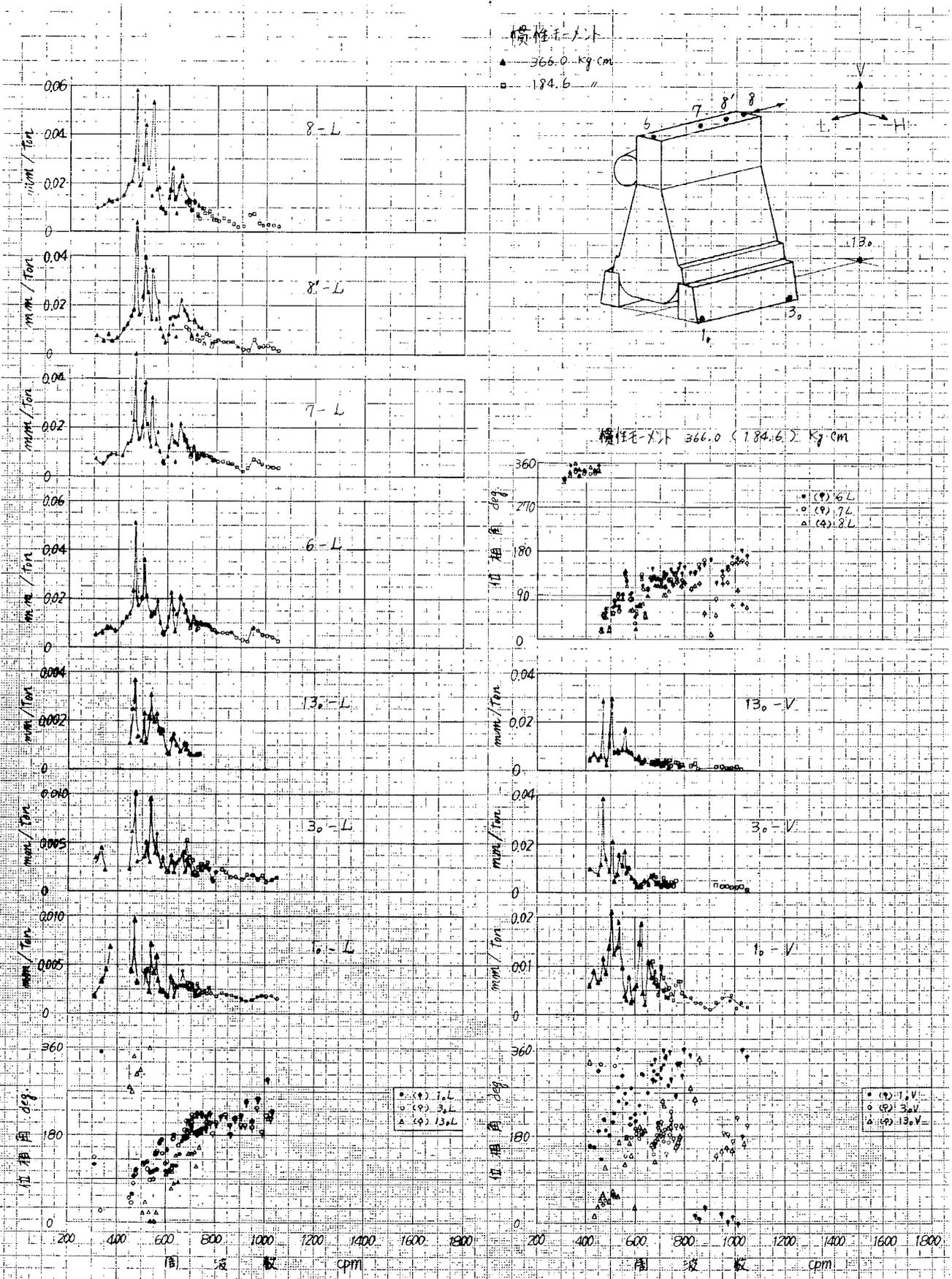


図 3. 1.3 5(b) 機関起振時の共振曲線 (No.9 Cyl. 前後方向起振、半載、ブレイシング付き)

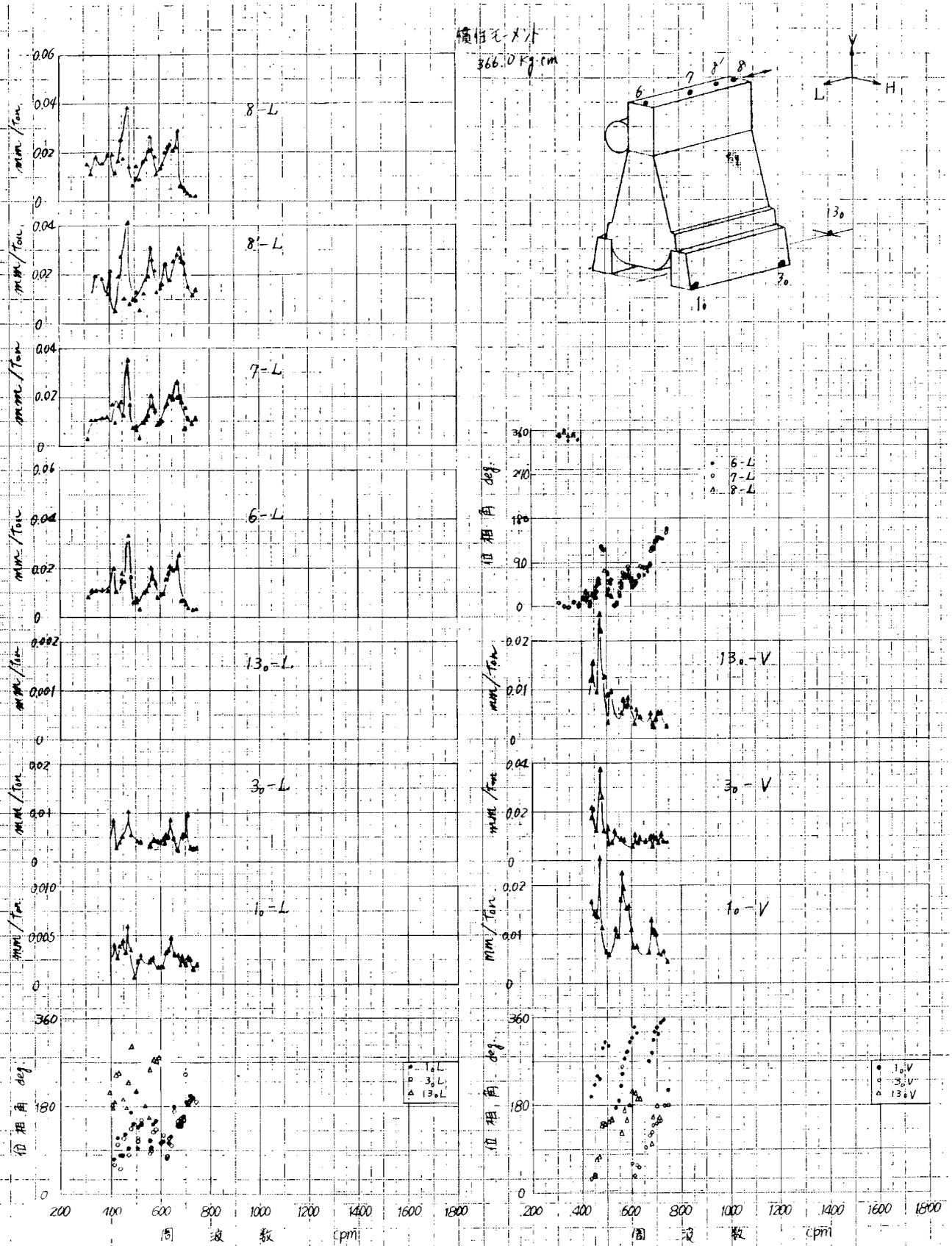


図 3.1.3 5(c) 機関起振時の共振曲線 (1.9 Cy 1. 前後方向起振、満載、ブレイシング除去)

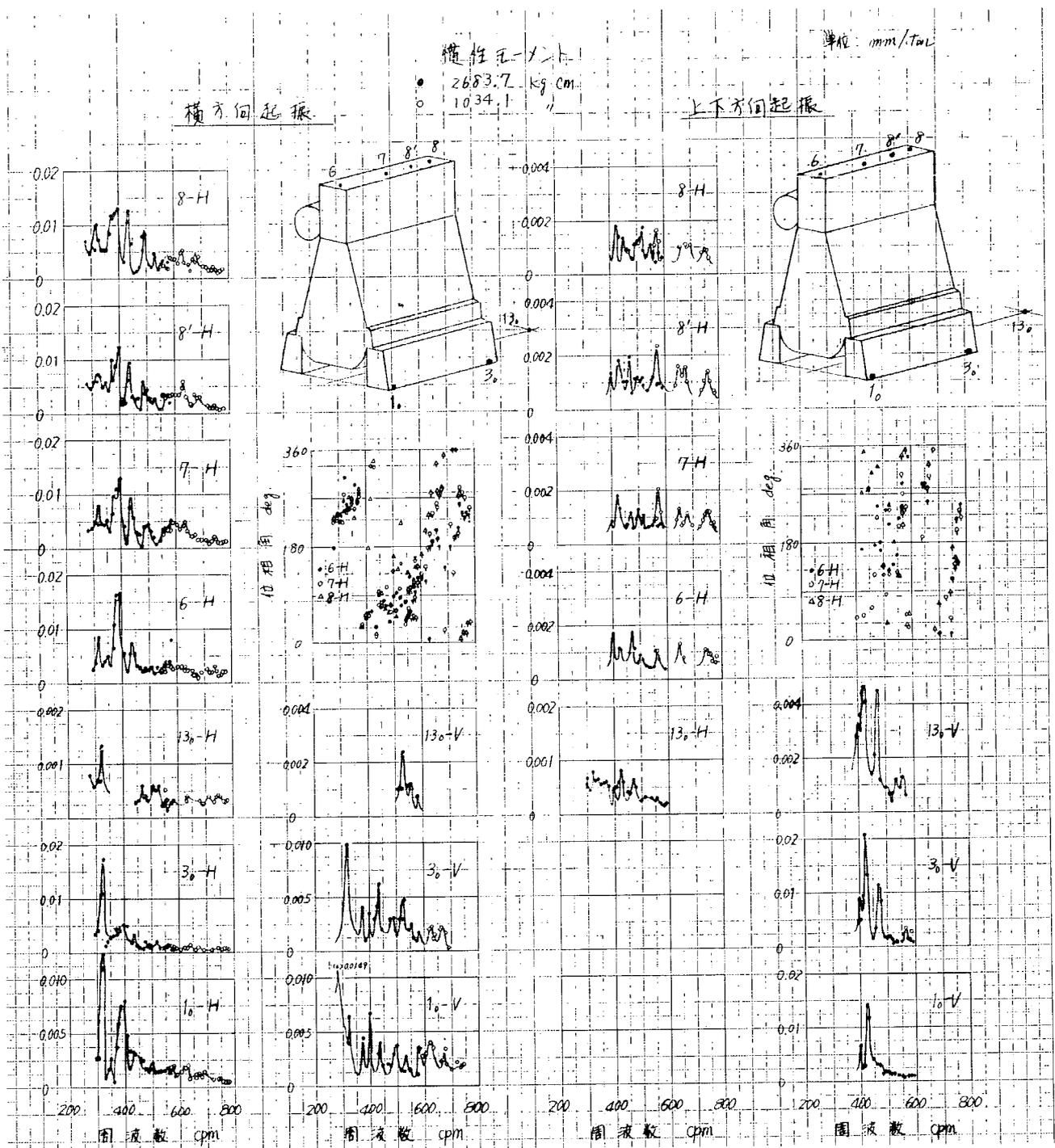


図 3. 1. 3 6(a) 船体起振時の共振曲線 (半載、ブレーシング除去).

単位: mm/ton

撓性エレメント

1034.1 kg-cm

横方向起振

上下方向起振

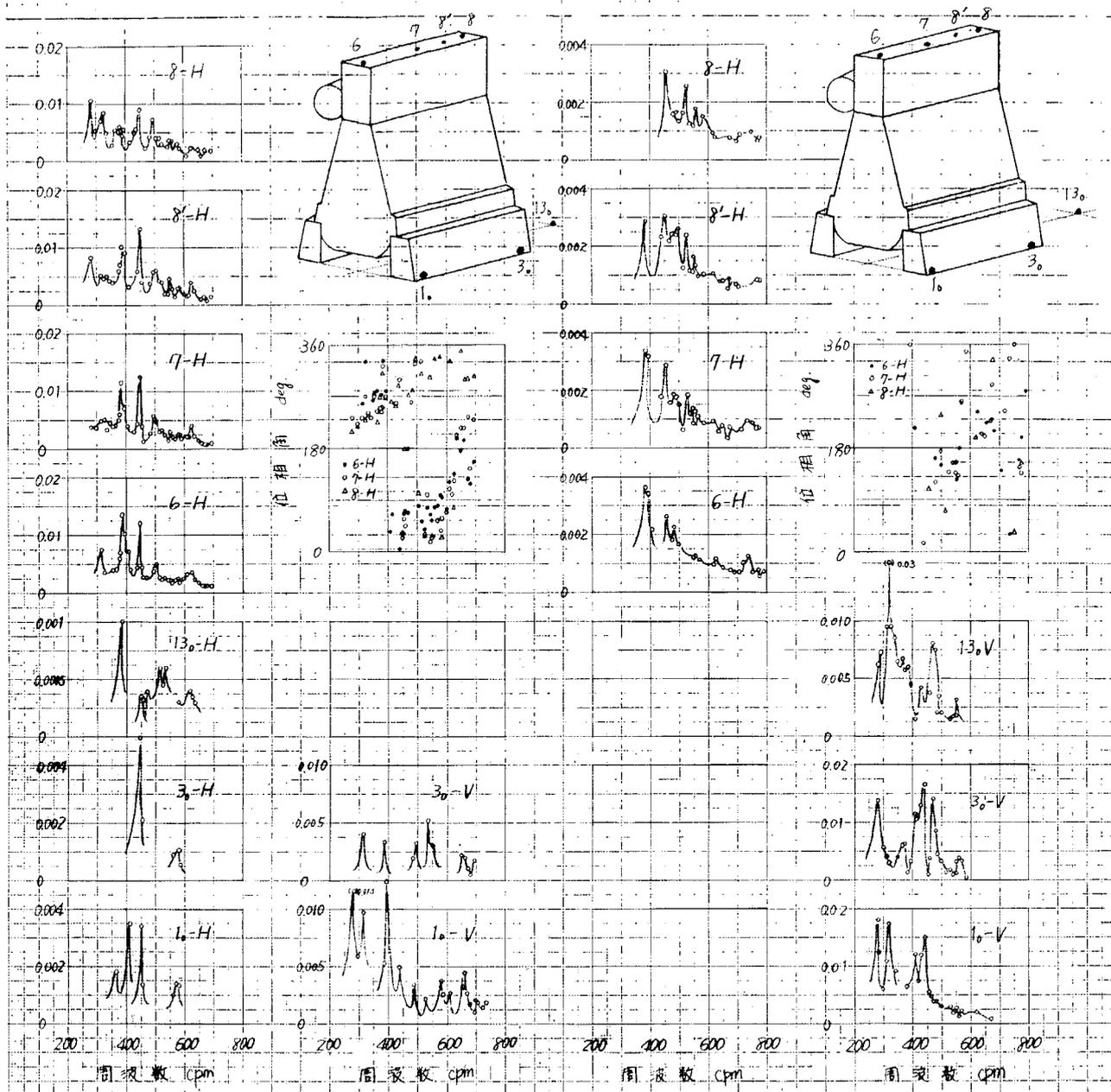
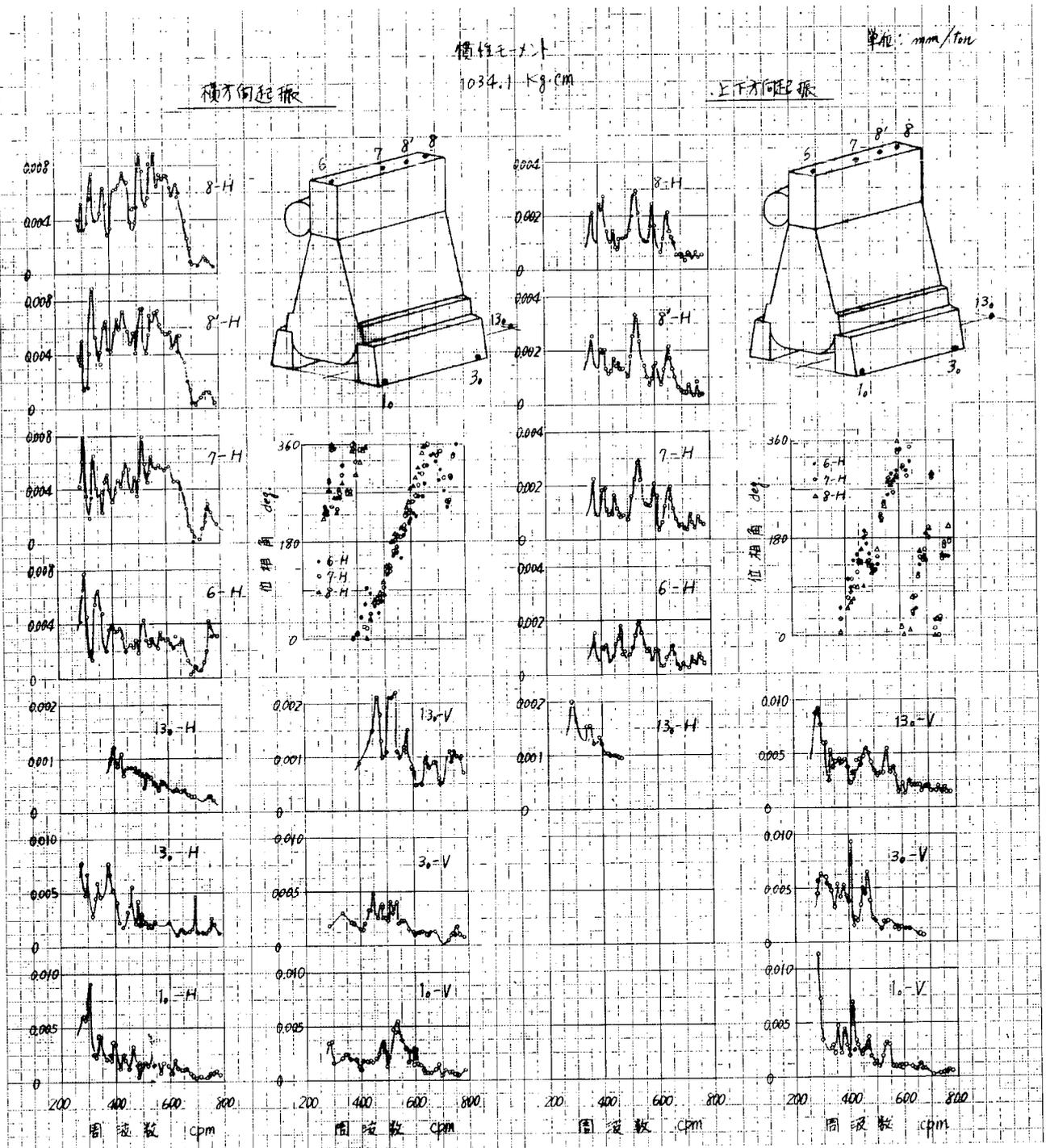


図 3.1.3.6(b) 船体起振時の共振曲線 (半載、ブレイシング付き)



また、950 cpm は、図 3.1.3.9 にそのモードを示すが、二重底の振動が非常に小さくピークがみられないことから考えて機関架構の固有振動であろう。ところで、これらの振動の起振点での振幅を比較すると 789 cpm で $0.042 \text{ mm}/\text{ton}$ 、824 cpm で $0.047 \text{ mm}/\text{ton}$ 、943 cpm で $0.039 \text{ mm}/\text{ton}$ であり、機関架構の固有振動のときが最も小さく、他はそれの 1.1~1.2 倍である。

一方、 $\phi 1$ cyl. 起振の場合、その固有振動数は 785 cpm、820 cpm および 920 cpm にみられるが、785 cpm は二重底の上下振動によるものであり、820 cpm はシリンダ・ジャケットの固有振動であろう。これらは $\phi 9$ cyl. 起振時と変っていない。しかし、機関架構の固有振動である 920 cpm は $\phi 9$ cyl. 起振時よりも約 3% の減少をみせている。しかし、その振幅は起振点において 926 cpm で $0.045 \text{ mm}/\text{ton}$ を示し、1.15 倍となつている。

iii) X 形固有振動

X 形振動のピークは明瞭でなく各部の局部振動と思われるものが現われている。ここでは、 $\phi 9$ cyl. 起振の場合、機関架構中段首端の位相が 90 deg. を横切る点を固有振動とみなし、 $\phi 1$ cyl. 起振の場合は尾端の位相で判断することにする。まず、 $\phi 9$ cyl. 起振の場合、1,250 cpm、1,370 cpm および 1,480 cpm に固有振動が現われ、それらのピークが 1,190 cpm、1,320 cpm および 1,510 cpm 付近にみられる。

なお、これらの振動モードを図 3.1.4.0~図 3.1.4.2 に示す。また、 $\phi 1$ cyl. 起振の場合、1,250 cpm、1,360 cpm および 1,470 cpm に固有振動があるものと思われる。

ここで、X 形振動については、その振幅も小さく、ピークも明確でないため詳細な検討は省略する。

iv) 慣性モーメント $245.6 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ の場合

i) H 形固有振動

H 形固有振動は $\phi 9$ cyl. 起振の場合、440 cpm、475 cpm、590 cpm、625 cpm および 665 cpm にみられ、それらのピークは 435 cpm、476 cpm、588 cpm、625 cpm および 652 cpm に現われている。ここで、440 cpm は、二重底の横 (H 形) 振動にピークがあり、船尾横振動によるものであろう。また、475 cpm (図 3.1.4.3) は、二重底の上下振動にピークがあり、その位相角も 270 deg. となつていることから考えて、二重底 (機関室壁を含む)・機関系の共振振動によるものと考えられる。

つぎに、590 cpm (図 3.1.4.4) においては、二重底に上下振動はあるけれどもピークではなく、また、その位相も 90 deg. もしくは 270 deg. よりもずれていることから、これは機関架構主体の固有振動であろう。

また、625 cpm においては、 3.0 V の位相角が 270 deg. であることから、625 cpm は二重底の局部振動により起つたものであろう。665 cpm は二重底および $6 \text{ S}'$ の横振動にピークがあり、しかも、位相が 270 deg. を横切つていることより考えて、船尾の横共振振動によるものと思われる。

一方、 $\phi 1$ cyl. 起振の場合もほぼ同一の値を示し、450 cpm、520 cpm、590 cpm、620 cpm および 660 cpm である。このうち、520 cpm は $\phi 9$ cyl. 起振時には現われていないが、船尾の上下振動もしくは船の横振動によるものであろう。

ii) X 形固有振動

X 形固有振動は $\phi 9$ cyl. 起振の場合、710 cpm および 745 cpm に現われ、そのピークは 691 cpm (図 3.1.4.5) および 753 cpm (図 3.1.4.6) にみられる。ここで、710 cpm においては、二重底の上下振動にピークがあることから考えて、これは、二重底の上下振動によるものであろう。また、745 cpm では、機関架構上段の両端の位相が 90 deg. および 270 deg. であるのに対し、中段の両

端の位相がそれよりもずれていることから、これはシリンダ・ジャケットの固有振動であろう。

つぎに、No. 1 cyl. 起振の場合は、680 cpm および 735 cpm に固有振動が現われ、680 cpm は二重底の上下振動によるものであり、735 cpm はジャケットの固有振動であろう。なお、No. 1 cyl. 起振のほうりがわずかに振動数が減少していることがわかる。

(c) 慣性モーメント 366.0 Kg·cm の場合

i) H形固有振動

No. 9 cyl. 起振の場合、H形固有振動は440、470、520、570および625 cpm にみられ、それらのピークは436 (図3.1.47)、477 (図3.1.48)、502 (図3.1.49)、573 (図3.1.50) および625 cpm に現われている。ここで、440 cpm においてはそのモード線図よりもわかるように二重底上下および横 (H形) 振動にピークが現われ、機関が船尾振動に共振したのである。

つぎに、470 cpm においては、二重底の上下振動に顕著なピークが現われ、その位相より考えても、これは二重底 (機関室壁を含む) の上下共振振動によるものである。502 cpm においても二重底の上下振動および船体横 (X形) 振動にピークがみられ、520 cpm はそれらによる共振振動であろう。

また、570 cpm においても二重底の振動にわずかなピークが現われているが、これは、機関架構の振動により起つたものと考えられ、570 cpm は機関架構主体の固有振動であろう。

625 cpm においては、7Hにピークがみられ、その位相角も90 deg. であるが、これは3.0Vの位相角が270 deg. であることから、二重底の局部振動によつて起つたものらしい。

ii) X形固有振動

No. 9 cyl. 起振時のX形固有振動は、690 cpm および725 cpm にみられる。690 cpm のピークは679 cpm に現われ、そのモード線図 (図3.1.51) よりわかるように、二重底上下振動により生じたもので、二重底・機関係の固有振動であろう。

また、725 cpm においては、機関架構上段の首、尾端の位相角が270 deg., 90 deg. であるのに対し、中段の位相角がそれらよりもずれていることから考えると、725 cpm はシリンダ・ジャケットの固有振動と思われる。

(ii) 機関横方向起振 (半載、ブレーシング付き)

半載、ブレーシング付きの状態において、No. 9 cyl. を横方向に起振した場合の結果を図3.1.33(a)および(b)に示す。また、同条件においてNo. 1 cyl. を横方向に起振した場合の結果を図3.1.33(c)および(d)に示す。

(1) 慣性モーメント 61.69 Kg·cm の場合

i) H形固有振動

H形固有振動はNo. 9 cyl. 起振の場合、機関上段中央部 (7点) の位相が90 deg. である740 cpm および780 cpm にみられ、それらのピークは740 cpm および781 cpm に現われている。ここで、740 cpm においては、6Hの位相が90 deg. であることより首端の共振振動であろう。一方、780 cpm (図3.1.52) においては、架構両端の位相角はX形振動の影響を受けて90 deg. よりもずれ、また、二重底の上下もしくは横振動の位相角にばらつきがあることより、これは機関架構主体のH形固有振動であろう。

つぎに、No. 1 cyl. 起振の場合、740 cpm に架構H形固有振動がみられ、No. 9 cyl. 起振時よりも5%程度低い値を示し、また、機関中央部 (7点) の振幅もNo. 9 cyl. 起振時に $0.045 \text{ mm} / t_{0.1}$ であつたのに対し、No. 1 cyl. 起振時には3.8%程度減少し $0.028 \text{ mm} / t_{0.1}$ となつている。

また、これ以外に780 cpm および940 cpm においても、7Hの位相は90 deg. であるが、780 cpm においては、6S'Hの位相が90 deg. であることより考えると、船体横振動によるものと思われる。

940 cpm においては、9 Hの位相が90 deg. であり首端の共振振動であろう。なお、 $\%9$ cyl. 起振時においても、940 cpm 付近で7 Hにピークが現われている。

ii) X形固有振動

X形固有振動は $\%9$ cyl. 起振の場合、機関両端の位相角より890 cpm と 1,000 cpm に現われている。また、これらのピークは893 cpm および 1,000 cpm に現われ、位相角より判別した項とほぼ一致している。

ここで、893 cpm のモード線図を図3.1.5.3に示すが、二重底の上下振動にピークが見られ、また、その位相も90 deg. もしくは270 deg. 程度の値をとり、二重底と機関が一体となつた振動と考えられ、890 cpm は二重底・機関系の固有振動であろう。

つぎに、1,000 cpm のモード線図を図3.1.5.4に示す。このとき、二重底上の上下振動にピークはみられるが、二重底のモードより考えて、これは機関架構主体の固有振動であろう。しかし、いずれの共振振動時においても、ブレーシング除去時よりそれらのピークは明瞭に現われている。

ここで、両者の振幅を比較すると、起振位置で1,000 cpm のとき $0.055 \text{ mm} / t_{on}$ であるのに対し、893 cpm のときには $0.069 \text{ mm} / t_{on}$ となり、1.25倍の値を示している。

ところで、 $\%1$ cyl. 起振の場合には、880 cpm と 1,000 cpm に固有振動数があり、それらのピークも86.7 cpm と 1,001 cpm に現われている。ここで、880 cpm は二重底・機関の固有振動数であり、 $\%9$ cyl. 起振時よりもわずかに低下している。しかし、機関架構主体の固有振動数である1,000 cpm は変化していない。

iii) x形固有振動

この場合も、x形固有振動のピークは明瞭に現われておらず、機関中段首端（9の位置）の位相が90 deg. になるところを共振振動と考えると1,530 cpm となり、そのピークは1,515 cpm (図3.1.5.5) に認められる。また、この他に1,600 cpm にもピークが現われている。ところで、 $\%1$ cyl. 起振時には機関架構中段尾端（10の位置）での位相角より1,470 cpm と考えられ、 $\%9$ cyl. 起振時よりも4%程度振動数が低下している。

(ロ) 慣性モーメント245.6 Kg·cmの場合

この場合の起振は、 $\%1$ cyl. 起振時のみ行なつた。この場合、測定回転数（起振機）範囲ではH形振動が現われ、7 Hの位相より750 cpm が機関架構のH形固有振動数であろう。これは、慣性モーメント61.69 Kg·cmのときとほぼ同じ値であることがわかる。また、780 cpm 付近にピークが存在するが、これは6 S' Hの位相角が90 deg. であることより、船体横共振振動によるものであろう。

(ハ) 慣性モーメント366.0 Kg·cm

i) H形固有振動

$\%9$ cyl. 起振の場合には、7 Hの位相より550 cpm が固有振動数であり、そのピークは526 cpm に現われている。この場合、二重底の横および上下振動に顕著なピークが存在し、また、その位相角も90 deg. もしくは270 deg. 程度を示し、二重底も共振していることがわかる。すなわち、モード線図3.1.5.6よりもわかるように、これは、二重底・機関系の固有振動であろう。しかし、ブレーシング除去時（図3.1.4.9）と比較すると、ブレーシングを付けることにより二重底の上下振動が大巾に減少している。

また、740 cpm 付近で7 Hの位相が90 deg. になつているが、7 Hの振幅からみてもその付近に共振振動があるものと思われ、機関架構主体のH形固有振動であろう。

つぎに、 $\%1$ cyl. 起振時においては、400 cpm 付近で7 Hの位相が90 deg. を横切つているが、396 cpm にピークがみられ、二重底の横振動にも顕著なピークが現われている。また、その位相も90

deg. 程度を示していることから考えて、これは機関架構・機関室（船尾）系の横共振振動と思われる。

(iii) 機関横方向起振（満載、ブレーシング除去）

満載、ブレーシング除去の状態において、 M_9 cyl. を横方向に起振した場合の結果を図 3.1.3.4 (a) および (b) に示す。この場合も、固有振動数は起振力により多少異つている。

(イ) 慣性モーメント $61.69 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ の場合

i) H 形固有振動

H 形固有振動は 650 cpm にみられ、機関上段中央部（7 の位置）で位相角は 90 deg. を示している。しかし、その点におけるピークは X 形振動の影響を受けて 670 cpm に現われ、また、機関両端における位相角も 90 deg. よりずれていることがわかる。このときのモード線図を図 3.1.5.7 に示すが、二重底もわずかに上下に振動しているけれども位相がずれており、機関架構主体の H 形固有振動であろう。

ii) X 形固有振動

X 形固有振動は 770 cpm と 925 cpm にみられ、それらのピークは 765 cpm と 932 cpm に現れている。ピークの位置が固有振動数より小さく出ているのは振動系の抵抗係数の影響であろう。

ここで、 765 cpm のモード線図を図 3.1.5.8 に示すが、二重底の振動モードも X 形振動に順ずる動きを示し、二重底の首端において横および上下振動にピークがあり、また、その位相角も 270 deg. または 90 deg. を示していることから考えると、 770 cpm は二重底を含めた振動系の固有振動数であろう。

つぎに、図 3.1.5.9 に 932 cpm のときのモード線図を示す。このとき二重底の横振動にピークはみられるが、位相にばらつきがあり、機関架構主体の固有振動であろう。

ここで、振幅について両者を比較すると、機関上段尾端（8 の位置）で 932 cpm のとき 0.045 mm/ton であるのに対し、 765 cpm では 0.082 mm/ton であり、約 1.8 倍の値を示している。

iii) x 形固有振動

この場合も x 形固有振動のピークは明瞭に現われておらず、機関中段首端（9 の位置）の位相より判別すると、 $1,240$ 、 $1,385$ および $1,460 \text{ cpm}$ と考えられ、そのピークは $1,210$ 、 $1,376$ および $1,500 \text{ cpm}$ あたりにみられる。なお、これらのモード線図を図 3.1.6.0 および図 3.1.6.1 に示す。

(ロ) 慣性モーメント $245.6 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ の場合

i) H 形固有振動

H 形固有振動は 7-H の図より 530 cpm であり、そのピークは 511 cpm にみられる。この場合、二重底の上下振動にもピークがみられ、図 3.1.6.2 のモード線図よりもわかるように、二重底の上下振動により機関架構が H 形振動をしたもので、二重底（機関室壁を含む）・機関系の共振振動であろう。

ii) X 形固有振動

X 形固有振動は 720 cpm にみられ、そのピークは 713 cpm に現われている。このとき、二重底の上下および横振動にもピークがみられ、図 3.1.6.3 のモード線図よりもわかるように、これは、二重底・機関架構および船尾の共振振動であろう。

(ハ) 慣性モーメント $366.0 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ のとき

i) H 形固有振動

H 形固有振動は 505 cpm にみられ、 500 cpm にそのピークが現われている。この場合、二重底の上下振動に顕著なピークがみられ、位相も 90 deg. もしくは 270 deg. を示していることから考えて、二重底（機関室壁を含む）の上下方向の共振振動と思われ、図 3.1.6.4 のモード線図より二重底・機関架構系の固有振動であろう。

ii) X 形固有振動

X 形固有振動数は 690 cpm と考えられる。そのピークは 688 cpm にみられ、図 3.1.6.5 に示すように、二重底の上下および横振動にピークがあることから考えて、二重底・機関および船尾の共振振動であろう。

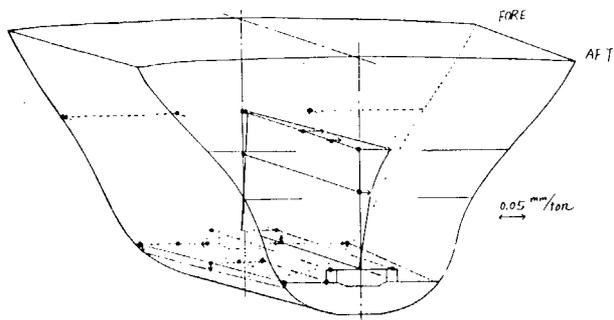


図 3.1.37 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
614 cpm

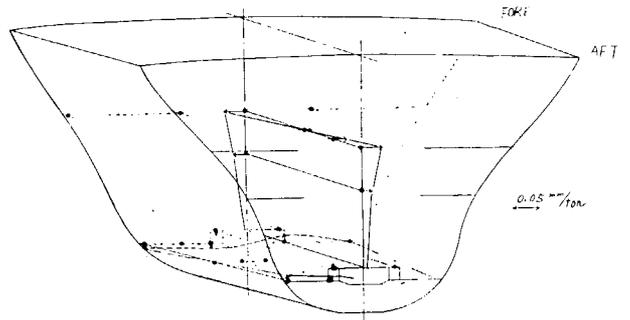


図 3.1.38 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
729 cpm

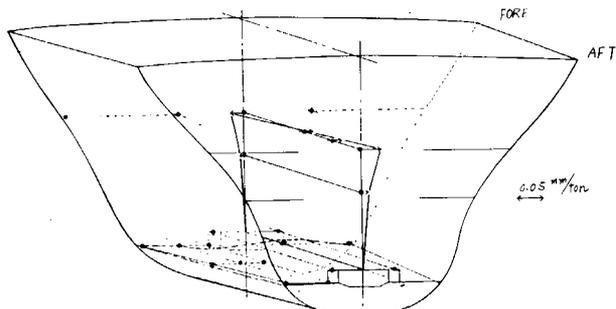


図 3.1.39 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
943 cpm

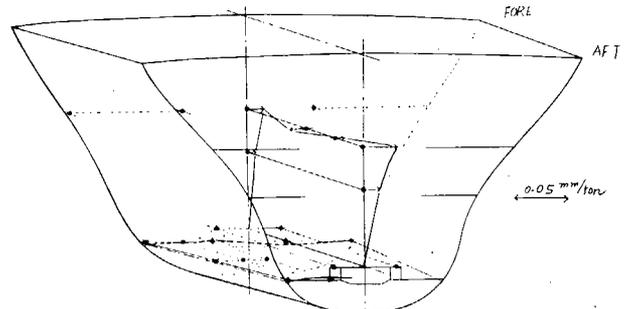


図 3.1.40 (慣性モーメント 61.69)
1249 cpm

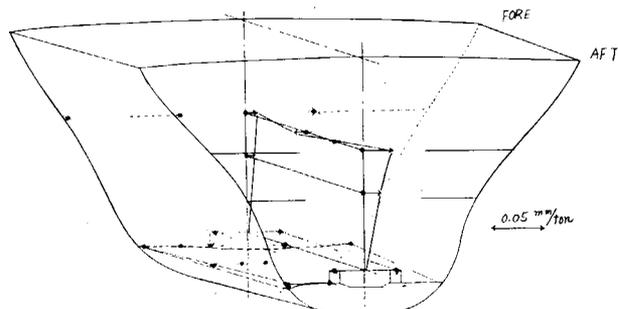


図 3.1.41 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
1376 cpm

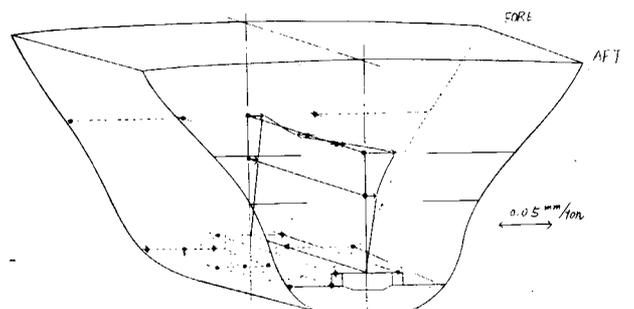


図 3.1.42 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
1471

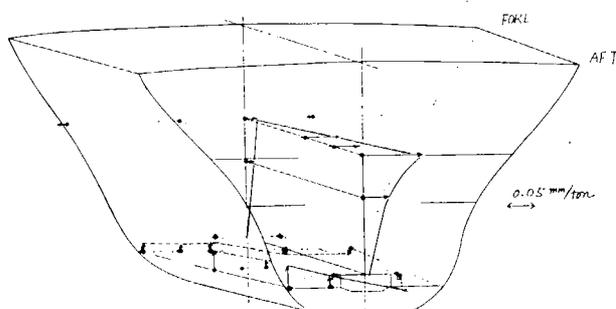


図 3.1.43 (慣性モーメント 245.6 kg·cm)
476 cpm

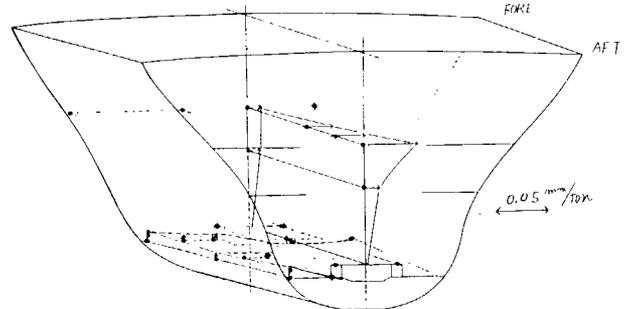


図 3.1.44 (慣性モーメント 245.6 kg·cm)
588 cpm

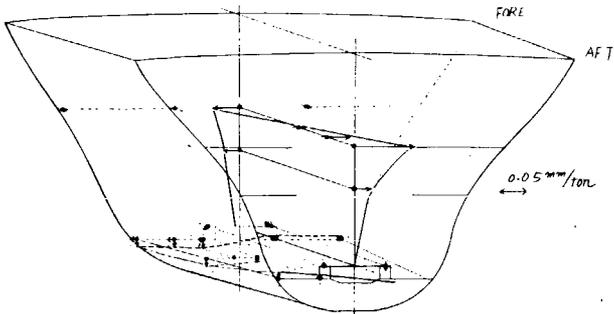


図 3.1.4.5 (慣性モーメント 245.6 kg·cm)
691 cpm

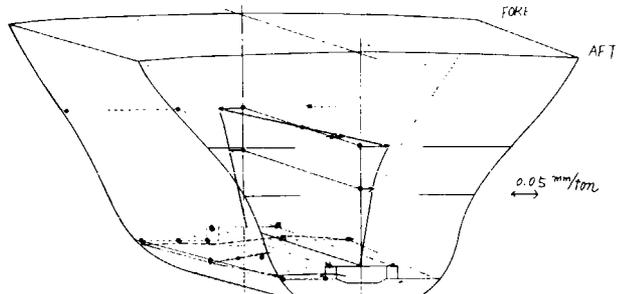


図 3.1.4.6 (慣性モーメント 245.6 kg·cm)
753 cpm

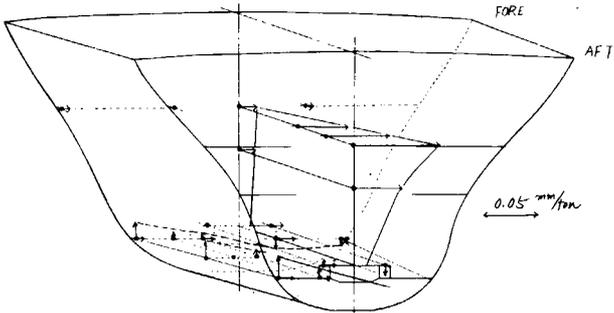


図 3.1.4.7 (慣性モーメント 366.0 kg·cm)
436 cpm

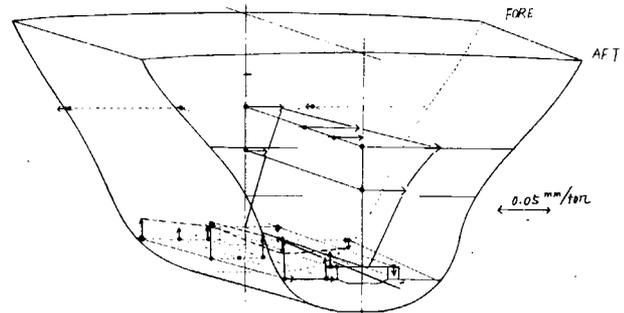


図 3.1.4.8 (慣性モーメント 366.0 kg·cm)
477 cpm

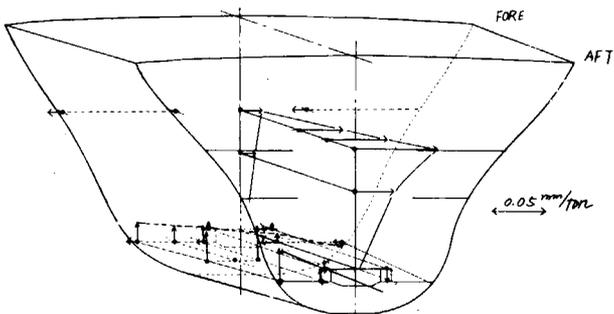


図 3.1.4.9 (慣性モーメント 366.0 kg·cm)
502 cpm

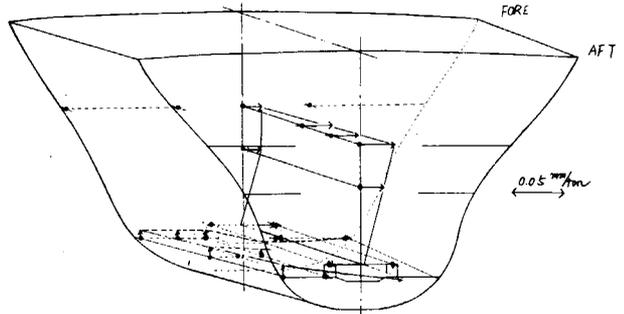


図 3.1.5.0 (慣性モーメント 366.0 kg·cm)
573 cpm

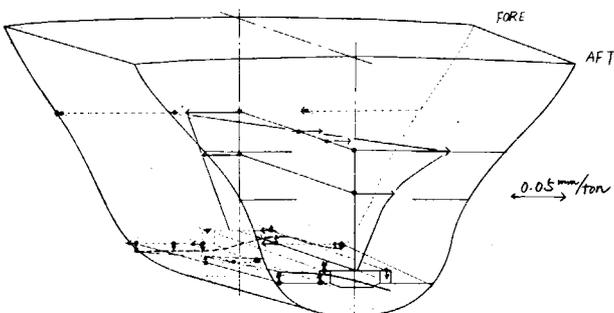


図 3.1.5.1 (慣性モーメント 366.0 kg·cm)
679 cpm

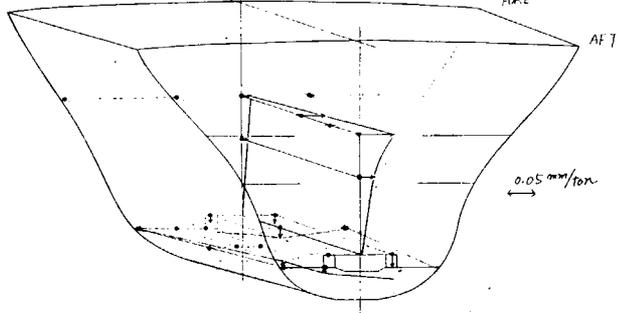


図 3.1.5.2 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
781 cpm

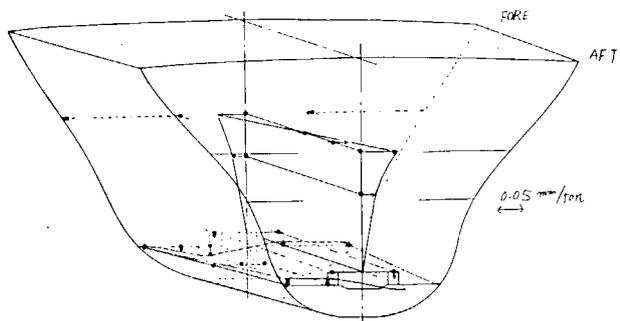


図 3.1.5.3 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
893 cpm

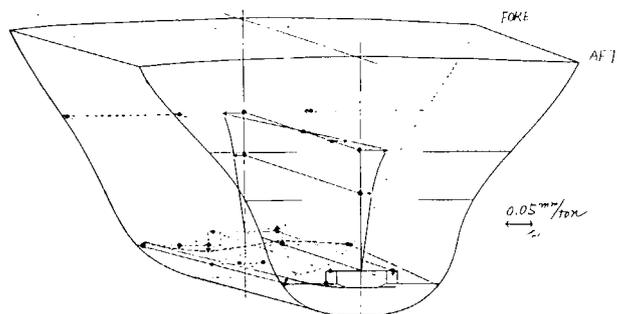


図 3.1.5.4 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
1000 cpm

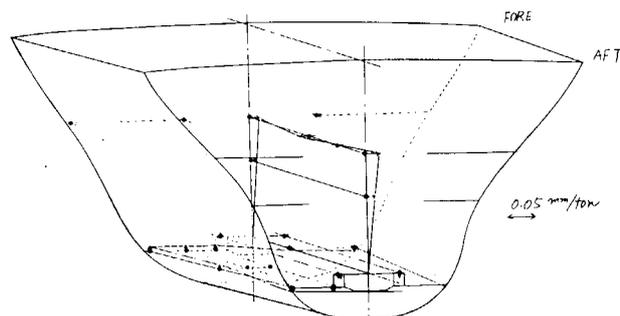


図 3.1.5.5 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
1515 cpm

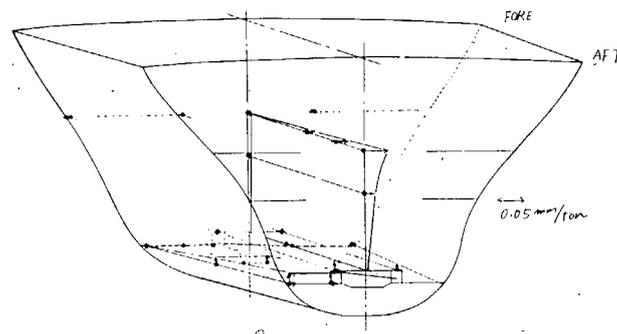


図 3.1.5.6 (慣性モーメント 366.0 kg·cm)
526 cpm

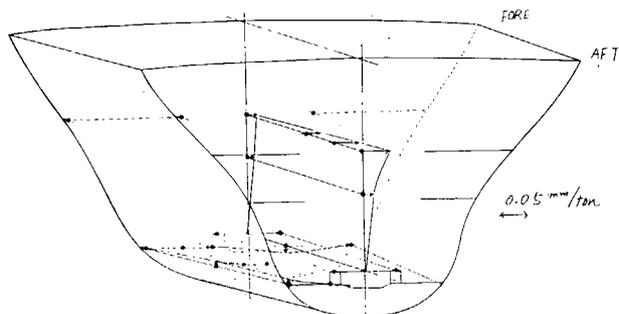


図 3.1.5.7 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
647 cpm

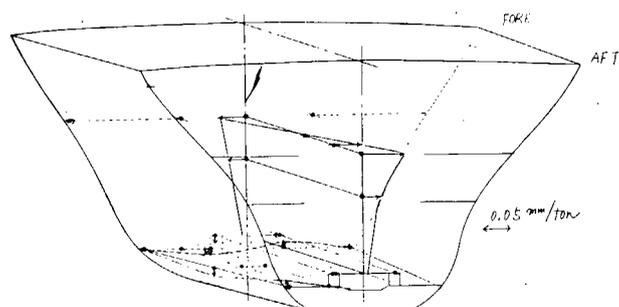


図 3.1.5.8 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
765 cpm

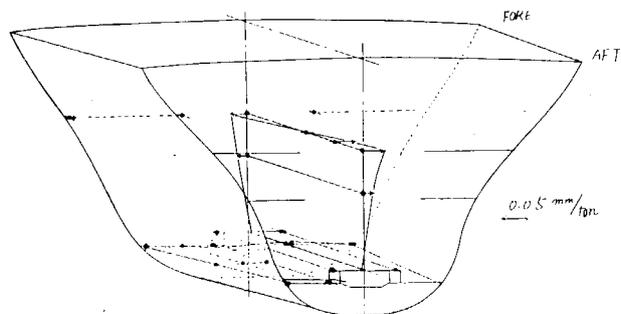


図 3.1.5.9 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
932 cpm

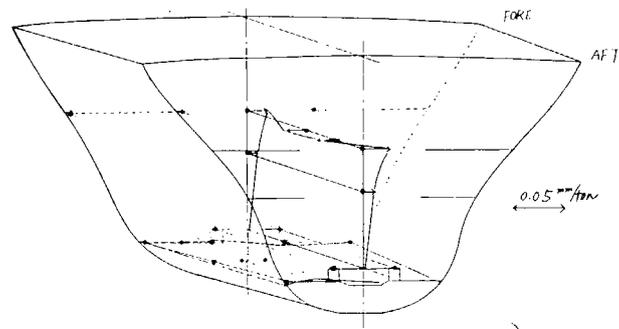


図 3.1.6.0 (慣性モーメント 61.69 kg·cm)
1210 cpm

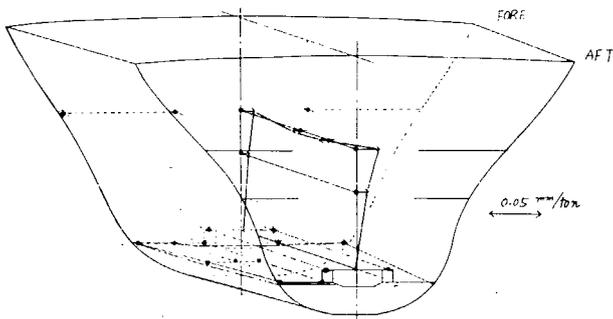


図 3.1.6.1 (慣性モーメント 61.69 kg.cm)
1500 cpm

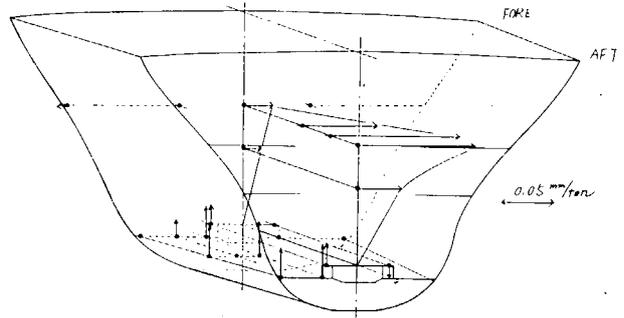


図 3.1.6.2 (慣性モーメント 245.6 kg.cm)
511 cpm

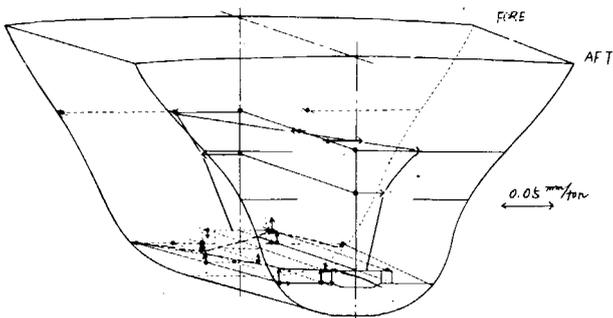


図 3.1.6.3 (慣性モーメント 245.6 kg.cm)
713 cpm

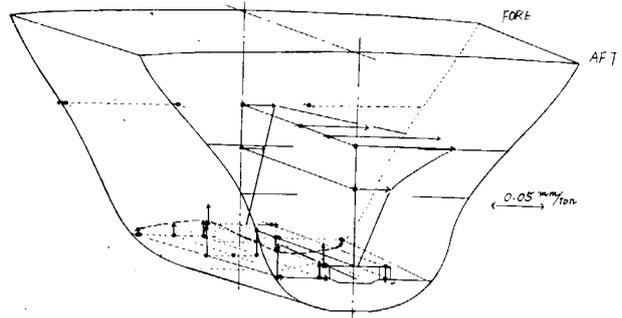


図 3.1.6.4 (慣性モーメント 366.0 kg.cm)
500 cpm

(IV) 機関前後方向起振

半載、ブレイシング除去時にNo.1 cyl. 上で起振したときの結果を図 3.1.3.5(a)に、また、半載、ブレイシング付きおよび満載、ブレイシング除去時にNo.9 cyl. 上で起振したときの結果を図 3.1.3.5(b)および(c)に示す。これらの図より分かるように、明瞭な数種類のピークが存在しているが、これらは船体もしくは二重底の上下方向共振振動によつて生じたものであろう。

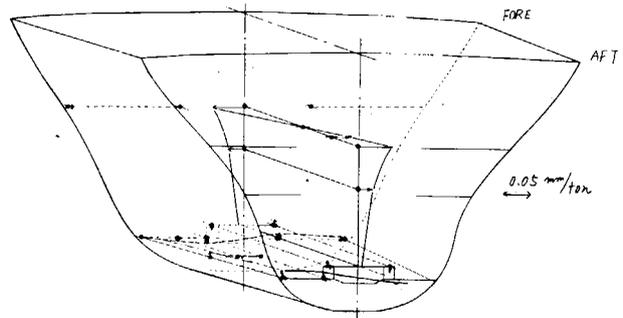


図 3.1.6.5 (慣性モーメント 366.0 kg.cm)
688 cpm

(V) 船体起振

起振機(最大起振力10 ton)を上甲板船尾に据え付けて半載、ブレイシング除去、半載、ブレイシング付き、および満載、ブレイシング除去の状態において左右および上下方向起振をした場合の結果を図 3.1.3.6(a)、(b)および(c)に示す。この場合、船体(船尾)の横もしくは上下方向の共振時における明瞭なピークが現われ、たとえば、半載、ブレイシング除去の場合の322 cpm(左右方向起振)、423 cpm(上下方向起振)、半載、ブレイシング付きの場合の449 cpm(左右方向起振)および満載、ブレイシング除去の場合の377 cpm(左右方向起振)のモード線図を図 3.1.6.6~図 3.1.6.9に示す。これらのモード線図よりわかるように、船体横振動により機関は全体的に平行振動し、高さ方向にほとんどわん曲していない。

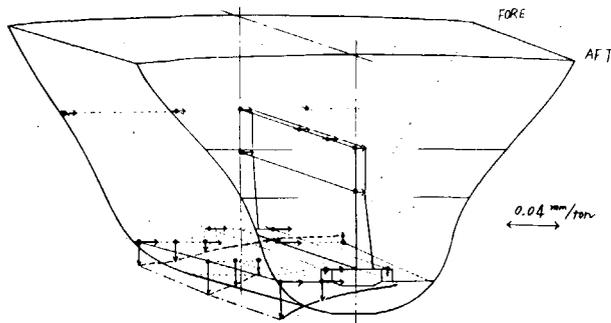


図 3.1.66 船体起振時
振動モード (尾端起振, 軸, 7-1/277) 322 cpm

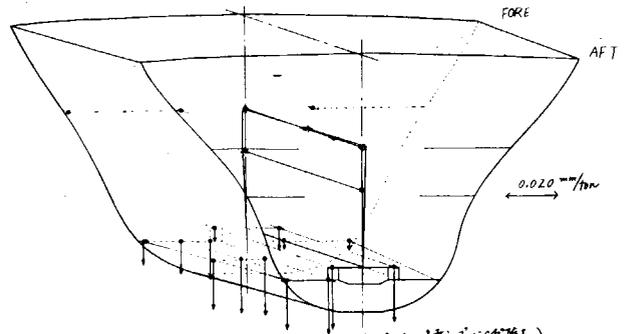


図 3.1.67 船体起振時
振動モード (中央起振, 軸, 7-1/277) 423 cpm

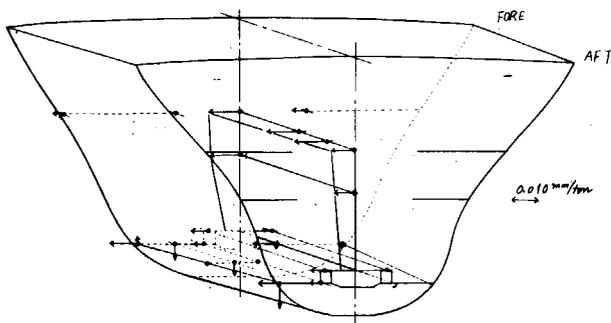


図 3.1.68 船体起振時
振動モード (中央起振, 軸, 7-1/277) 449 cpm

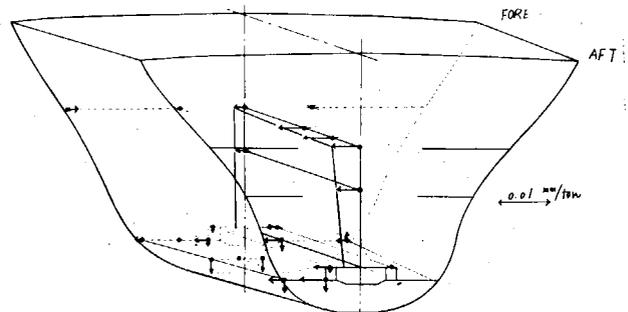


図 3.1.69 船体起振時
振動モード (尾端起振, 軸, 7-1/277) 377 cpm

(6) 検 討

(a) 陸上起振実験

機関架構および架台の横方向振動におけるピークを各測定条件について表 3.1.3 に、また、固有振動数を表 3.1.4 に示す。

機関標準状態における H 形固有振動数は 500 cpm であるが、基礎ボルトを除去すると 10%、タイボルトの締付力を $\frac{2}{3}$ にすると 1% 程度減少する。このとき、共振時における振幅を比較すると、首端起振の場合、起振点で $0.144 \text{ mm}/\text{ton}$ (慣性モーメント $M_t = 37.02 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ の場合)、中央起振の場合 $0.091 \text{ mm}/\text{ton}$ 、尾端起振の場合 $0.076 \text{ mm}/\text{ton}$ となり、首端の剛性のほうが低いことがわかる。これらの場合、起振点においては明瞭なピークが現われず、振動数が減少すると振幅はある値に近づく、すなわち、

本実験に使用した機関では、

$$\text{等 価 質 量 } m = 2.356 \times 10^4 \text{ Kg S}^2/\text{m}$$

$$\text{H 形固有振動数 } \nu_0 = 8.33 \text{ S}^{-1}$$

であるから、

$$\text{ば ね 定 数 } K = (2\pi\nu_0)^2 m = 6.44 \times 10^7 \text{ Kg}/\text{m}$$

となる。

ゆえに、起振力 $F_0 = 1 \text{ ton}$ をかけた場合、

$$F_0/K = 1.000/6.44 \times 10^7 = 0.0155 \text{ mm}$$

だけたわむことになる。

また、基礎ボルト除去時には振幅は (以下、起振点の振幅を示す) $0.078 \text{ mm}/\text{ton}$ 、タイボルト締付力を $\frac{2}{3}$ としたときには $0.075 \text{ mm}/\text{ton}$ となり、振幅はほとんど変わっていない。ところが、オイル・ドアを除去すると振

表 3.1.3 ビーク一覧表

() 内は主ピーク付近のビークを示す。

振動形	日	形				X 形				形				[3.7 Kg·cm]
		架橋上段 首端	中央	尾端	台板首端	上段首端	中央	尾端	台板首端	上段首端	中央	尾端	台板首端	
測定位置	4.65cpm (4.00)	500 (4.00)	—	635	650	1.030	1.025④	1.025⑤	1.050	1.320	1.320	1.320	1.320	1.330
首端起振	0.144 mm/ton ~0.126 (0.098)	0.104~0.052 (0.039)	—	0.168~ 0.146	0.015~ 0.011	0.054	0.012	0.026	0.007	0.054	0.022~ 0.015	0.038	0.011	0.011
	図 3.1.15(1), 図 3.1.16													
中央起振	500 (390~400)	470 (390~400)	—	—	—	1.025	(89.0) 1.025	1.025	1.025	1.325	1.325	1.325	1.325	1.325
	0.092~0.084 (0.070)	0.091~0.07 (0.085)	—	—	—	0.036~ 0.029	0.015) 0.022	0.019	0.003	0.053	0.035	0.037	0.013	0.013
	図 3.1.18(1)													
尾端起振	—	500	430	630 (685)	650 (680)	1.025	1.025	1.025④ (93.0) (1.130)	1.025⑤	1.325	1.325	1.340	1.310	1.310
	—	0.096~ 0.072	0.076~ 0.071	0.25~0.16 (0.134)	0.224~0.155 (0.127)	0.037~ 0.034	0.029~ 0.019	0.019④ (0.034)	0.002	0.054	0.036	0.047	0.008	0.008
	図 3.1.19(1)													
尾端起振	—	430	430	600	590~600	1.030	1.030④	1.030	1.025⑤	1.330	1.300	1.330	1.280	1.280
基礎ボルト 除去	—	0.117~ 0.085	0.086	0.241	0.29~ 0.219	0.033	0.020	0.020 (0.020) (0.028)	0.004④	0.045	0.028	0.041	0.009	0.009
	図 3.1.22(1)													
尾端起振	—	500~450	450	640 (680)	620 (685)	1.030	—	1.025⑤ (86.5) (1.155)	1.025⑥	1.340	1.340	1.340	1.325	1.325
タイボルト 締付 2/3	—	0.081~ 0.069	0.082~ 0.069	0.266~0.169 (0.136)	0.245~0.146 (0.133)	0.028 (0.042)	—	0.021 (0.035)	0.003④	0.053	0.026	0.050	0.007	0.007
	図 3.1.24(1)													
尾端起振	—	460	460	605	605	1.000 (89.0)	1.000 (89.0)	1.005 (70.0) (1.120)	885④	1.260 (1.200)	1.260	1.260	1.240	1.240
オイルド 除去	—	0.089	0.097~ 0.088	0.293~ 0.248	0.295~ 0.268	0.040 (0.037)	0.028~ 0.037	0.025 (0.041)	0.004④	0.037 (0.037)	0.028	0.044	0.007	0.007
	図 3.1.28(1)													
運転時	9次 4.95	9次 4.95	9次 4.95	6次 6.06	—	1.2次 1.164	1.2次 1.175	—	—	15次 1.245	—	—	—	—
	0.04 離	0.024	0.020	0.38	0.29	0.025	0.03	—	—	0.03	—	—	—	—

幅は $0.097 \text{ mm} / t_{0N}$ に増加する。

表 3.1.4 固有振動一覧表

振 動 形	H'	H	X	x'	x	局 部 振 動	
	cpm	cpm	cpm	cpm	cpm	L'	L
首 端 起 振	400	500	635	1,020	1,290	900	
中 央 "	—	500	—	1,040	1,305	920	
尾 端 "	430	500	640	1,050	1,305	890	1,150
尾 端 " (基礎ボルト除去)	—	450	610	1,070	1,280		1,140
" " (タイボルト締付 $2/3$)	400	495	640	1,030	1,295	890	1,120
" " (オイル・ドア除去)	—	500	605	1,030	1,220	915	1,130

ここで、運転時の結果より求めたH形固有振動数は 495 cpm (55 rpm , 9次) で、起振機による実験結果より少し小さい。

つぎに、X形固有振動数は $635 \sim 640 \text{ cpm}$ で、基礎ボルトを除去することにより5%、オイル・ドアを除去することにより6%程度振動数が下がるが、タイボルト締付力を $2/3$ としても変化しない。ここで、振幅を比較すると、尾端起振時の振幅のほうが首端起振時のそれ(首端で $0.209 \text{ mm} / t_{00}$) よりも大きく、尾端で $0.224 \text{ mm} / t_{0N}$ となっている。また、基礎ボルトを除去するとピーク付近において振幅のばらつきが大きいが、首端の振幅が変わらないのに対し尾端のそれは1.1倍程度、タイボルト締付力を $2/3$ としても1.1倍、また、オイル・ドアを除去すると1.3倍の値となる。ところで、タイボルト締付力を $2/3$ とした場合には起振力を大きくすると共振ピークの振動数および振幅が減少する。これは振動系の抵抗係数が増したためと考えられる。

つぎに、x形振動についてであるが、首端起振をした場合と尾端起振をした場合とで固有振動数が変わり、機関架構上部の振動である x' では首端起振の場合、 $1,020 \text{ cpm}$ で振幅は $0.026 \text{ mm} / t_{0N}$ 、尾端起振の場合、 $1,050 \text{ cpm}$ で $0.019 \text{ mm} / t_{0N}$ となっている。この場合、基礎ボルトを除去すると振動数が多少上がり $1,070 \text{ cpm}$ となるが、振幅は $0.019 \text{ mm} / t_{0N}$ で変らない。また、タイボルトの締付力を $2/3$ とすると $1,030 \text{ cpm}$ (振幅 $0.021 \text{ mm} / t_{00}$) となり、オイル・ドアを除去すると振動数は変らないが、振幅は $0.031 \text{ mm} / t_{0N}$ となり増加する。

全体的にみて、これは機関上部の振動であるため機関の状態による振動数の変化はない。

また、機関全体の固有振動であるx振動でも、首端起振と尾端起振とで振動数が異なり、わずかに後者のほうが高い。このとき、振幅も前者 ($0.038 \text{ mm} / t_{0N}$) より大きく $0.047 \text{ mm} / t_{0N}$ である。ここで、基礎ボルトあるいはオイル・ドアを除去すると振動数がわずかに減少するが、振幅はそれほど変らず $0.041 \text{ mm} / t_{0N}$ あるいは $0.044 \sim 0.037 \text{ mm} / t_{0N}$ である。しかし、タイボルト締付力を $2/3$ としてもx形振動にはほとんど関係なく $0.049 \text{ mm} / t_{0N}$ の振幅を示している。

つぎに、表 3.1.5 に前後方向起振の場合のピークを示す。

ところで、前後方向の固有振動は 630 cpm と考えられ、基礎ボルト除去の場合ピークが2個現われたのは、X形の横方向振動の影響と考えられる。

ここで、オイル・ドアを除去するとその固有振動数が $425 \sim 470 \text{ cpm}$ に減小し、また、振幅が3倍となっていることから考えて、オイル・ドアが強度部材となっていることがわかる。なお、この場合、起振力の増加とともに共振ピークの振動数が低下し、それと同時に固有振動数も低下している。これは非線形振動をしているためである。

表 3. 1. 5

	上段 首 端	" 中 央	" 尾 端	台板 首 端
(i) 基礎ボルト除去	570 cpm	570	570	570
	0.021~ 0.018 mm/ton	0.019~0.017	0.034~0.032	0.004~0.001
	図 3. 1. 3 1(1)			
	630 cpm	630	630	630
	0.027~ 0.022 mm/ton	0.029~0.019	0.041~0.034	0.007~0.001
	図 3. 1. 3 0(1)			
(ii) オイル・トア除去	470~425 cpm	470~425	470~425	470~425
	0.085~ 0.073 mm/ton	0.131~0.068	0.122~0.110	0.009~0.004
	図 3. 1. 3 0(2)			

(b) 海上起振実験

(i) 機関横起振の場合

「(5)測定結果(b)海上起振実験」において海上での起振実験の結果について述べたように、船体または機関の状態により固有振動数が変わるのは周知のとおりであるが、起振力によつてもその値が変化し起振力が大きくなるにつれて減少する傾向にある。

また、機関を船に搭載した場合、機関架構、二重底、機関室および船体が連成振動を起すため固有振動は必ずしも1種とは限らず数種現われる場合がある。すなわち、機関を二重底上に取付けた状態での架構主体の固有振動、二重底（機関室壁を含む）の上下振動により機関が共振する二重底・機関系の固有振動、船尾（ことに二重底部）の横振動により機関が共振する船尾・機関系の固有振動等が存在する。

ところで、表 3. 1. 6 に各条件における固有振動数を、また、表 3. 1. 7 ~ 表 3. 1. 9 にピークを示す。それによると機関のH形振動では機関架構主体の固有振動以外に船尾横振動、二重底の上下振動等により誘起されたものが存在し、X形振動では機関架構主体の固有振動と二重底の上下振動により誘起されたもの以外に、シリンダ・ジャケットだけの固有振動が現われている。また、x形振動においては1~3個の固有振動が存在しているが、それらがどの種の振動であるか明確でない。

ここで、各条件について固有振動数を比較すると、図 3. 1. 7 0 のようになる。

H形固有振動では、機関架構主体の固有振動 H_E において半載でブレーシングを付けると振動系の剛性が高まるため振動数は上昇し1.16倍となり、ブレーシング除去のまま満載にすると附加水重量の影響がわずかに現われ、0.98倍に減少する。ところが、二重底上下振動による振動 H_2 においては、半載でブレーシングを付けると1.17倍に振動数は上昇しているが、ブレーシング除去のまま満載にしても1.07倍の値を示している。しかし、半載、ブレーシング除去の場合、船尾横振動もしくは二重底上下振動による振動 H_3 が現われており、半載、ブレーシング付きおよび満載、ブレーシング除去の場合、 H_2 と H_3 が連成したか、それともいずれか一方が消滅したのかもしれない。

また、X形固有振動においても H_E とほぼ同じ傾向にあるが、二重底の上下振動による振動 X_1 においては、起振力が增大すると、ブレーシング除去の状態では半載でも満載でも振動数はほとんど変っていない。すなわち、起振力がある程度大きくなると半載でも満載でも X_1 の値はほとんど変化しない。また、x形振動については、 x_3 を架構の固有振動とすると船体および機関の条件による変化は X_E と同傾向を示している。

これらの固有振動数を慣性モーメント $61.69 \text{ Kg}\cdot\text{cm}$ について比較すると、その振動数はブレーシングを付けた場合 $50 \text{ cpm} \sim 110 \text{ cpm}$ 増加し；満載にした場合 20 cpm 程度減少している。

表 3. 1. 6 固有振動数一覧表

船体条件	起振機重 慣性モーメント kg·cm	H			形			X				形			x			形	
		H ₁ 船尾 H	H ₂ 二重底 V	H ₃ 船尾 二重底 V	二重底 V (局部)	船尾 H	H _E 機関架構	X ₁ 二重底 V	X ₂ シリンダ・ ジャケット	X _E 機関架構	x ₁	x ₂	x ₃						
	6 1.69					(710)	670 (640)	785 (785)	820 (820)	950 (920)	1,250 (1,250)	1,370 (1,360)	1,480 (1,470)						
半載	245.6	440 (450)	475	(520)	625 (620)	665 (660)	590 (590)	710 (690)	745 (735)										
半載	3 66.0	440	470	520	625		570	690											
	運転時						550	630		1,000	1,140	1,260							
	6 1.69					(780)	780 (740)	890 (880)		1,000 (1,000)			1,530 (1,470)						
	245.6					(780)	(750)												
半載	3 66.0	(400)	550																
	運転時						710	875		1,000	1,275		1,425						
	6 1.69						650	770		925	1,240	1,385	1,460						
	245.6		530					720											
満載	3 66.0		505					690											
	運転時						530	645		1,000	1,200	1,296							

(注) 表中 () は係 1 Cyl. 起振時、その他は係 9 Cyl. 起振

表 3.1.7 (1) 機関起振時のピーク一覽表 — 船 9 Cy 1. 横方向起振、半載、ブレーシング除去

* ピークでないものを示す。

横生モーメント 6 1.6 9 kg·cm

	cpm (起振力) (5.0H)	6-H	7-H	8-H	8-H	8-H	9-H	10-H	1-E	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
	652 (0.29)	0.015 [*] 198	0.038 62	0.043 73	0.067 50	0.11 [*] 198	0.24 54	—	—	0.003	0.007 [*] 207	0.002 [*]	—	—	—	—	—	0.013 18	0.013 [*] 308	—
H _E	674 (0.51)	0.010 [*] 124	0.039 88	0.018 [*] 88	0.063 [*] 84	—	0.21 84	—	—	0.003 [*] 232	0.012 272	0.004 264	—	—	—	—	—	0.015 [*] 16	0.010 [*] 24	—
	682 (0.32)	0.020 170	0.038 129	0.054 120	0.082 87	0.14 [*] 170	0.20 [*] 62	—	—	0.004 266	0.012 307	0.003 [*] 286	—	—	—	0.010 346	—	0.018 [*] 355	0.020 355	—
	698 (0.34)	0.034 139	0.038 117	0.050 117	0.059 [*] 91	0.079 170	0.21 87	—	—	—	0.006 [*] 309	—	—	0.010 342	—	0.010	—	0.031 52	0.011 [*] 144	—
	769 (0.41)	0.046 251	0.020 [*] 187	0.028 [*] 141	0.056 93	0.21 [*] 242	0.22 77	—	—	—	—	—	—	—	0.005 [*] 215	—	—	0.011 146	0.009 320	—
X ₁	789 (0.43)	0.038 [*] 273	0.015 [*] 191	0.026 136	0.042 [*] 88	0.23 271	0.21 105	—	—	0.009 134	0.006 351.	0.006 153	—	0.003 [*] 130	—	—	—	0.007 177	0.010 297	—
X ₂	824 (0.47)	0.037 283	0.014 [*] 198	0.024 134	0.047 102	0.18 287	0.21 112	—	—	0.004 193	0.003 [*] 47	0.005 [*]	—	—	0.003 [*] 292	0.008 153	0.008	0.008 127	0.009 [*] 343	—
X _E	943 (0.61)	0.025 [*] 228	0.017 173	0.016 [*] 116	0.039 55	0.09 [*] 242	0.12 [*] 82	—	—	—	—	—	—	0.002 [*] 8	—	0.005 [*] 26	—	—	0.005 [*] 47	—
x ₁	1,249 (1.08)	0.016 [*] 93	0.016 [*] 260	0.007 [*] 212	0.033 90	0.08 [*] 84	0.16 [*] 108	—	—	0.003 183	—	—	—	0.002 [*] 198	0.002	0.004	0.003	—	0.001 [*] 333	—
	1,339 (1.24)	0.012 [*] 96	0.011 275	0.007 135	0.035 115	0.07 [*] 61	0.17 132	—	—	0.004 133	0.002 191	0.004 347	—	0.003 263	0.003 [*]	0.004 [*] 234	0.004 88	0.002 [*] 223	0.010 [*] 14	—
x ₂	1,376 (1.31)	0.012 82	0.011 [*] 283	0.007 [*] 200	0.028 [*] 145	0.08 95	0.16 175	—	—	0.002 [*]	0.002 [*] 250	0.002 [*] 73	—	0.001 [*] 292	0.002 33	0.001 [*] 320	—	—	0.005 31	—
x ₃	1,471 (1.49)	0.015 [*] 95	0.010 [*] 277	0.009 [*] 224	0.030 127	0.09 [*] 81	0.11 [*] 165	—	—	0.001 [*] 291	0.002 92	0.002 318	—	—	—	—	—	—	—	—
	1,531 (1.62)	0.016 [*] 150	0.010 [*] 307	0.009 230	0.028 150	0.10 132	0.12 157	—	—	0.002 [*] 278	0.002 [*] 59	0.002 325	—	0.003 34	—	0.002 [*] 288	—	0.003 183	0.001 16	—

(注1) 船位, ⊙, ⊙は船体分科会の上甲板での計測結果のピークと一致するものを現わす。

(注2) 各欄の上側は単位起振力当りの振幅 (mm)、下側は起振力との位相角 (deg.) を示す。

表 3.1.7(2) 機関起振時のピーク一覧表 — No.9 Cy1. 横方向起振、半載、ブレーシング除去

+: 慣性モーメント 245.6 Kg·cm

	rpm (起振力) v.o.t.	6-H	7-H	8'-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	10-H	1-H	3-H	10-H	1-H	3-H	10-H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
船@or@	394 ⁺ (0.43)	0.014 [*] 46	0.025 10	0.026 20	0.057 15	—	0.024 355	—	0.008 24	0.002 [*] 38	0.004 [*] 210	0.010 210	—	0.009 194	0.007 [*] 190	0.012 190	—	0.004 [*] 323	—	0.009 292	0.005 [*] 240	0.009 309	0.007 [*] 190	—
船@or@	402 ⁺ (0.44)	0.028 111	0.017 [*] 82	0.013 68	0.037 [*] 22	0.024 118	0.013 17	—	0.007 [*] 82	0.017 151	0.014 130	0.014 130	—	0.009 292	0.005 [*] 240	0.009 309	—	0.004 [*] 323	—	0.009 292	0.005 [*] 240	0.009 309	0.007 [*] 190	—
船@or@	435 ⁺ (0.52)	0.014 120	0.035 68	0.033 65	0.063 50	0.021 104	0.025 37	—	0.010 68	0.014 115	0.011 94	0.011 94	—	0.006 249	0.017 262	0.008 38	—	0.003 38	0.012 247	0.006 249	0.017 262	0.008 38	0.019 269	—
H ₂	476 ⁺ (0.62)	0.023 150	0.064 96	0.050 96	0.114 78	0.015 127	0.047 68	—	0.007 [*] 67	—	0.008 [*] 87	0.008 [*] 87	—	0.017 294	0.026 294	0.020 294	—	0.005 [*] 294	—	0.017 294	0.026 294	0.045 277	0.005 [*] 277	—
船@or@	502 ⁺ (0.69)	0.017 173	0.026 [*] 101	0.015 [*] 83	0.048 61	0.016 167	0.021 [*] 61	—	0.009 [*] 206	0.012 206	0.009 [*] 206	0.009 [*] 206	—	0.004 [*] 211	0.014 [*] 280	0.007 [*] 280	—	0.004 [*] 211	0.007 [*] 280	0.006 [*] 243	0.014 [*] 280	0.007 [*] 280	0.022 [*] 265	—
船@or@	510 ⁺ (0.71)	0.017 173	0.041 133	0.015 [*] 124	0.048 108	0.012 [*] 183	0.026 108	—	0.009 [*] 140	0.004 [*] 222	0.003 [*] 140	0.003 [*] 140	—	0.005 13	0.022 353	0.010 [*] 349	—	0.005 13	0.013 314	0.011 351	0.022 353	0.010 [*] 349	0.036 316	0.002 [*] 328
船@or@	570 ⁺ (0.89)	0.009 187	0.021 86	0.013 [*] 84	0.052 54	0.014 172	0.018 58	—	0.005 176	0.005 218	0.004 [*] 176	0.004 [*] 176	—	0.005 328	0.004 [*] 356	0.010 [*] 328	—	0.005 328	—	0.006 [*] 287	0.004 [*] 356	0.010 [*] 328	0.011 21	0.004 121
H ₂	588 ⁺ (0.95)	0.014 154	0.025 95	0.029 81	0.053 64	0.012 [*] 166	0.015 56	—	0.004 [*] 206	0.005 [*] 206	0.004 [*] 206	0.004 [*] 206	—	0.002 [*] 303	0.006 [*] 324	0.010 [*] 334	—	0.002 [*] 303	—	0.006 [*] 324	—	0.010 [*] 334	0.012 332	0.001 [*] 112
船@or@	625 ⁺ (1.07)	0.028 [*] 205	0.027 115	0.022 [*] 85	0.067 63	0.020 [*] 216	0.025 70	—	0.002 [*] 144	0.009 [*] 228	0.003 [*] 152	0.003 [*] 152	—	0.001 [*] 340	0.006 [*] 288	0.009 [*] 36	—	0.001 [*] 340	0.006 [*] 288	0.006 [*] 325	0.005 [*] 325	0.009 [*] 36	0.008 [*] 340	—
H	652 ⁺ (1.17)	0.023 [*] 237	0.035 120	0.045 116	0.090 88	0.019 [*] 246	0.035 88	—	0.003 [*] 270	0.011 270	0.003 [*] 202	0.003 [*] 202	—	0.003 64	0.011 242	0.011 45	—	0.003 64	0.011 242	0.006 45	0.011 300	0.011 45	0.011 [*] 339	—
X ₁	691 ⁺ (1.31)	0.048 265	0.021 [*] 126	0.047 96	0.115 80	0.031 262	0.034 77	—	0.003 270	0.009 270	0.003 202	0.003 202	—	0.005 42	0.008 341	0.016 34	—	0.005 42	0.008 341	0.016 97	0.007 [*] 341	0.016 34	0.015 354	—
X ₂	753 ⁺ (1.56)	0.045 287	0.020 [*] 190	0.028 [*] 154	0.054 127	0.024 294	0.024 124	—	0.003 350	0.003 [*] 350	0.003 209	0.003 209	—	0.005 [*] 190	0.006 288	0.008 117	—	0.005 [*] 190	0.006 288	0.004 [*] 127	0.006 [*] 311	0.008 117	0.006 [*] 325	0.001 [*] 294

表 3. 1. 7 (3) 機関起振時のピーク一覧表 — 船 9 Cy 1. 横方向起振、半載、ブレーシング除去

注：慣性モーメント 3 6 5. 0 Kg-cm

	C.P.M. (起振力) (ton)	6-H	7-H	8'-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
船 [⊕] or [⊙]	400 ^{††} (0.66)	0.021 63	0.046 35	0.052 39	0.079 25	0.020 56	0.042	—	0.006 49	0.008 85	0.010 73	—	0.005 195	0.012 205	0.009 221	0.015 203	0.016 228	0.021 195	—
H ₁ 船 [⊕] or [⊙]	436 ^{††} (0.78)	0.018 120	0.049 47	0.061 49	0.082 56	0.016 99	0.046 34	—	0.012 69	0.011 108	0.011 72	—	0.002 [*] 350	0.006 [*] 241	0.006 323	0.010 [*] 248	0.016 2	0.022 260	—
H ₂	477 ^{††} (0.93)	0.035 143	0.052 103	0.027 [*] 108	0.073 [*] 79	0.020 103	0.041 72	—	0.009 79	0.002 [*] 253	0.006 [*] 94	—	0.004 [*] 325	0.015 [*] 277	0.016 303	0.021 300	0.021 311	0.038 296	—
H ₃ 船 [⊕] or [⊙]	502 ^{††} (1.03)	0.021 166	0.042 88	0.057 82	0.078 60	0.015 [*] 183	0.037 64	—	0.004 [*] 125	0.008 262	0.004 [*]	—	0.006 270	0.008 [*] 267	0.016 255	0.014 [*] 258	0.019 294	0.033 297	0.010 105
H ₄ 船 [⊕] or [⊙]	573 ^{††} (1.34)	0.018 181	0.029 99	0.025 82	0.033 [*] 56	0.018 181	0.022 64	—	0.004 [*] 182	0.004 [*] 244	0.004 [*] 146	0.001 43	0.009 296	0.003 [*] 285	0.009 330	0.005 [*] 330	0.009 [*] 320	0.011 [*] 5	0.004 57
H	625 ^{††} (1.60)	0.049 217	0.027 113	0.025 [*] 90	0.083 51	0.039 [*] 225	0.034 60	—	0.003 [*] 130	0.007 [*] 233	0.003 119	0.001 [*]	0.007 [*] 38	0.008 276	0.007 [*] 38	0.007 [*] 280	0.009 [*] 33	0.008 [*] 303	0.002 239
X ₁	658 ^{††} (1.77)	0.047 248	0.031 134	0.037 102	0.087 94	0.033 [*] 251	0.037 90	—	0.004 131	0.013 294	0.002 [*] 131	—	0.001 [*] 72	0.010 272	0.006 [*] 35	0.011 291	0.005 [*] 45	0.012 310	—
	679 ^{††} (1.89)	0.051 262	0.024 130	0.023 [*] 105	0.090 90	0.036 [*] 270	0.038 94	—	0.002 [*] 138	0.011 293	0.001 [*] 178	0.001 [*] 65	0.002 [*] 85	0.009 [*] 301	0.007 93	0.009 [*] 305	0.010 [*] 55	0.011 [*] 347	0.001 [*] 279

表 3.1.7(4) 機関起振時のピーク一覽表 — No.1 Cyl. 横方向起振、半載、ブレーシング除去

慣性モーメント 61.69 Kg-cm

	6-H	7-H	8-H	8'-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V	
	494 (0.17)	0.032 77	0.036 80	0.037 68	0.018 56	0.019 106	0.015 197	0.014 197	0.010 197	0.010 197	—	—	—	—	—	—	—	—	—
HE	627 (0.27)	0.023 67	0.025 94	0.022 136	0.021* 26	—	—	—	—	0.004	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	685 (0.32)	0.035* 73	0.025* 93	0.024* 171	0.037 48	0.023 194	—	0.012* 204	—	0.010 224	0.001* 193	—	—	—	—	—	—	—	—
H	717 (0.35)	0.050 51	0.039* 100	0.029 191	0.027* 73	0.022 195	0.009* 59	0.010* 239	0.005* 59	0.012 274	0.001* 226	—	—	—	—	—	—	—	—
	753 (0.39)	0.049* 21	0.020* 112	0.047 221	0.030* 39	0.027* 234	0.006* —	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
X ₁	789 (0.43)	0.046* 96	0.024 138	0.038* 178	0.035* 102	0.030 281	0.006* 167	0.010* 250	0.008 176	0.007* 309	—	—	—	—	—	—	—	—	—
X ₂	815 (0.46)	0.045* 78	0.021* 138	0.039* 263	0.030* 106	0.022* —	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
X _{BE}	926 (0.59)	0.045 85	0.017* 156	0.040 298	0.020 124	0.022 298	0.003 198	0.007 18	—	0.002* 18	—	—	—	—	—	—	—	—	—
x ₁	1,261 (1.10)	0.032 76	0.014* 277	0.022* 106	0.015 118	0.013 100	0.003 —	—	0.003* 210	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
x ₂	1,364 (1.28)	0.025 137	0.009* 270	0.012* 95	0.014 147	0.012 95	0.002* 256	0.002 37	0.002* 262	0.002 37	0.002 26	—	—	—	—	0.005* 137	—	—	—
	1,402 (1.36)	0.026 96	0.011 91	0.013 110	0.012* 106	0.008* 110	—	0.003 43	—	0.002 77	0.001* 20	—	—	—	—	—	—	—	—
x ₃	1,471 (1.49)	0.024 130	0.009* 263	0.011* 116	0.012* 165	0.009* 88	0.003 236	0.003* 69	0.003 257	0.002* 257	—	—	—	—	—	—	0.004 255	—	—
	1,515 (1.58)	0.024 119	0.011 300	0.014 127	0.012 145	0.016* 147	0.002* 238	0.004 231	0.002 275	0.004 116	0.001 73	—	—	—	—	—	—	—	—

表 3. 1. 7 (5) 機関起振時のピーク一覧表 — 系 1 Cyl. 横方向起振、半載、ブレーションング除去

†: 慣性モーメント 2 4 5. 6 Kg·cm

	C.P.M. 起振力 (D.O.N.)	6-H	7-H	8'-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	10-H	1-H	30-H	130-H	1-V	3-V	10-V	30-V	1P-V	3P-V	130-V
		0.035 27	0.022 75	0.022 93	0.017 107	0.019 62	—	0.007 125	0.007 141	0.009 127	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
H ₃	510 ⁺ (0.71)	0.027	0.016 81	0.016 109	0.020 134	0.012 33	0.015 122	0.004 [*] 157	0.007 [*] 141	—	—	0.006 [*] 159	—	—	—	—	—	—	0.017 290	—
HE	584 ⁺ (0.94)	0.046 32	0.020 75	0.006 [*] 111	0.015 [*] 124	0.022 54	0.014 126	0.004 [*] 125	0.005 196	0.003 [*] 125	0.004 [*] 208	—	—	—	—	—	—	—	0.009 [*] 15	—
H	612 ⁺ (1.03)	0.044 [*] 40	0.032 70	0.008 [*] 129	0.017 [*] 187	0.022 [*] 25	0.014 [*] 209	—	0.006 205	—	0.004 [*] 193	—	—	—	—	—	—	0.006 [*] 333	0.009 [*] 34	—
H	667 ⁺ (1.22)	0.079 74	0.025 [*] 127	0.010 [*] 218	0.053 258	0.046 90	0.032 254	0.006 [*] 78	0.010 286	0.007 [*] 94	0.007 [*] 286	0.002 194	0.002 194	0.007 261	0.007 46	0.010 234	—	—	0.027 79	—
X ₁	711 ⁺ (1.39)	0.051 96	0.022 148	—	0.038 275	0.030 113	0.027 291	0.007 [*] 189	0.007 [*] 312	0.004 [*] 154	0.005 [*] 327	0.001 [*] 272	0.001 [*] 272	—	0.005 92	0.008 297	0.013 125	0.007 [*] 350	0.015 111	—
X ₂	736 ⁺ (1.49)	0.064 100	0.017 136	0.009 [*] 281	0.051 307	0.036 122	0.030 280	0.006 [*] 214	0.004 [*] 332	0.004 [*] 216	0.002 [*] 316	0.001 [*] 330	0.001 [*] 330	0.004 [*] 297	0.003 [*] 131	0.010 [*] 281	0.009 124	0.006 [*] 53	0.011 [*] 121	—
	770 ⁺ (1.63)	0.048 135	0.016 [*] 157	0.005 [*] 302	0.043 318	0.029 148	0.027 318	0.004 [*] 224	0.004 [*] 320	0.004 [*] 218	0.003 [*] 302	—	—	0.005 [*] 298	0.003 [*]	0.011 [*] 307	0.008 [*] 167	—	0.013 190	—

表 3.1.8 (II) 機関起振時のピーク値一覧表 — No. 9 Cy 1. 横方向起振、半載、ブレーシング付

慣性モーメント 6 1. 6 9 Kg·cm

	6-H	7-H	8-7	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V	
C.D.M. (起振力) (P.O.R.)	638	0.015	0.024	0.039*	0.007	0.018	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	(0.28)	11	18	22	126	22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	706	0.024*	0.037*	0.057	0.009	0.018	—	0.006	0.010	0.008	—	0.021	—	—	—	0.030	0.013*	—	—
	(0.34)	45	54	45	265	58	—	140	289	—	—	328	—	—	—	70	349	—	—
	714	0.012	0.028	0.051*	—	0.016*	—	—	—	—	—	0.009*	—	—	—	—	0.025	—	—
	(0.35)	46	46	46	—	50	—	—	—	—	—	310	—	—	—	—	4	—	—
	740	0.012*	0.031	0.059	0.005*	0.016	—	—	—	—	—	0.017	—	—	—	0.012	0.017	—	—
	(0.38)	92	56	47	136	39	—	—	—	—	—	327	—	—	128	74	—	—	—
	759	0.015*	0.029	0.040	0.007	0.019	—	0.003	0.002*	—	—	0.024	—	—	—	—	—	—	—
	(0.40)	140	85	71	167	35	—	345	275	—	—	11	—	—	—	—	—	—	—
H.F.	781	0.020*	0.045	0.067	0.013*	0.027	—	0.003	—	0.003	—	0.012	—	—	—	—	0.010*	—	—
	(0.42)	125	97	78	119	59	—	11	—	26	—	106	—	—	—	—	245	—	—
	802	0.032	0.036*	0.037*	0.017	0.015*	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.010*	—	—
	(0.44)	174	145	90	198	82	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	322	—	—
X1	893	0.052	0.015*	0.033	0.028	0.027	—	0.003	—	—	—	0.010	0.022	—	—	—	0.014	—	—
	(0.55)	263	174	132	263	110	—	—	—	—	—	183	—	—	—	—	2	—	—
X2	1,000	0.040	0.012*	0.028	0.019	0.021	—	—	—	—	—	—	—	0.013	—	0.005	0.012	—	—
	(0.69)	261	171	125	254	106	—	—	—	—	—	—	—	—	—	349	355	—	—
	1,087	0.026*	0.013	0.024	0.015	0.011	—	0.005	0.003*	0.004	—	—	—	—	—	—	0.007*	—	—
	(0.82)	323	170	165	329	173	—	215	312	260	—	—	—	—	—	—	75	—	—
	1,402	0.011*	0.012*	0.010	0.007*	0.015	—	0.003	0.002	0.003	—	—	—	—	—	—	0.005*	—	—
	(1.36)	70	254	178	50	138	—	234	354	252	—	—	—	—	—	—	30	—	—
	1,471	0.016*	0.010*	0.013	0.025*	0.011	—	0.003*	0.002*	0.002*	—	0.006	0.003*	0.007*	—	—	0.005*	—	—
	(1.49)	56	249	179	116	144	—	92	273	273	—	201	—	299	—	—	47	—	—
	1,515	0.020	0.013*	0.028	0.012	0.017*	—	0.003	0.001*	0.002*	—	0.006	0.002*	0.006*	—	0.002*	0.006	0.004	0.004
	(1.58)	112	271	220	83	159	—	110	327	226	—	288	95	288	—	297	42	24.4	24.4
	1,579	0.020	0.018	0.011*	0.010	0.015*	—	0.002	0.001*	0.001*	—	0.002*	0.006	0.005*	—	0.003*	0.006	0.004*	0.004*
	(1.72)	117	282	248	124	166	—	278	21	325	—	53	—	81	—	183	321	275	275

表 3.1.8(3) 機関起振時のピーク一覽表 — No.1 Cyl. 横方向起振、半載、ブレージング付

慣性モーメント 6 1.6 9 Kg·cm
(+は 245.6 Kg·cm ; #は 366.0 Kg·cm)

	CPM (起振力) TON	6-H	7-H	8-H	8-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	5-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
	686 (0.32)	0.044 20	0.018* 26	0.012* 20	—	0.027 49	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.041 200	—	—	—	—
	706 (0.34)	0.040* 31	0.030 38	—	—	0.025 19	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
H ₁	730 (0.37)	0.039 32	0.028 88	0.030 122	0.022 124	0.022 52	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	780 (0.42)	0.048 43	0.029 129	0.022* 129	0.023 173	0.026 59	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
X ₁	867 (0.52)	0.054 47	0.019 121	0.025* 227	0.044 238	0.025 70	0.030 246	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
H	944 (0.62)	0.040* 19	0.016 112	0.019* 149	0.023* 169	0.015* 80	0.016* 191	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	981 (0.66)	0.049 65	0.015* 153	0.025* 238	0.046 255	0.022* 86	0.028 156	—	—	—	—	—	—	—	—	0.016	—	—	—	—
X ₂	1,001 (0.69)	0.044 93	0.015 164	0.018* 272	0.047 279	0.024 110	0.023* 301	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1,070 (0.79)	0.026 112	0.015 177	0.014 286	0.034 317	0.016* 149	0.023 329	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1,195 (0.99)	0.012* 62	0.014 116	—	0.019* 7	—	0.017 6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1,327 1,335 (1.21)	0.031 55	0.010* 227	—	0.016* 41	0.011 83	0.011 39	0.001* 13	0.004 236	0.002 105	0.003 228	—	—	—	—	—	—	0.009 70	0.006 183	—
X ₃	1,464 (1.48)	0.026 91	0.015 248	0.008 266	0.011* 86	0.013* 120	0.020 86	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	1,515 (1.58)	0.026* 92	0.011* —	—	0.013* 90	0.012* 163	0.028* 144	0.001* 234	0.003 98	0.003 94	—	—	—	—	—	—	—	—	0.004* 313	—
	1,538 (1.63)	0.029 110	0.015 259	0.010 290	0.018 124	0.011* 140	0.033 203	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 3.1.9 (I) 機関起振時のピーク一覧表 — No.9 Cyl. 横方向起振、満載、ブレッシング除去

慣性モーメント 61.69 Kg·cm

	OPR (起振力) TOR	6-H	7-H	8-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
	625 (0.27)	0.015 115	0.029 78	0.042* 63	0.056 40	0.008* 153	0.023* 55	—	0.010 115	—	—	—	0.007* 176	—	—	—	—	0.011 298	—
HE	647 (0.29)	0.020* 132	0.031* 88	0.048* 88	0.055 59	0.015* 166	0.022* 178	—	—	0.008* 199	—	—	—	—	—	—	—	0.011 311	—
	670 (0.31)	0.025* 154	0.044 133	0.043* 132	0.043* 88	0.017 124	0.020 124	—	0.011* 183	—	—	—	0.008 41	—	—	—	—	0.019 324	—
X ₁	765 (0.40)	0.052 270	0.009* 159	0.053 102	0.082* 93	0.034 270	0.036 99	—	0.008* 156	0.014 248	—	—	0.014 109	—	0.014* 76	—	—	0.010* 4	—
	785 (0.43)	0.050* 290	0.012* 144	0.050 116	0.085 101	0.037 288	0.031 114	—	0.010 221	0.013 274	0.018* 234	—	0.007* 119	0.012 330	0.008 117	0.006 310	—	0.012* 203	—
XE	932 (0.60)	0.032 279	0.015 162	0.042 144	0.045 115	0.018 308	0.021 115	—	0.007 208	0.009 16	0.010 249	—	0.003* 132	0.005* 2	0.005* 264	0.001* 38	—	0.007* 2	—
	1,210 (1.01)	0.021 64	0.019 234	0.018 220	0.026* 90	0.010* 49	0.011 96	—	—	0.003* 40	—	—	0.004* 249	0.004* 38	0.004 264	0.004* 38	—	0.005 38	—
X ₁	1,240 (1.06)	0.014* 92	0.014* 270	0.008 210	0.035 107	0.006 89	0.017 110	—	0.003 62	0.002 309	0.004* 228	—	0.003* 245	0.005 35	0.003* 230	0.005 344	—	0.004 13	—
	1,471 (1.49)	0.012* 91	0.008* 281	0.013 214	0.022* 127	0.009* 95	0.009* 162	—	0.002* 290	0.001* 153	0.003 354	—	0.002* 305	0.002* 35	0.003* 24	0.003* 24	0.003 95	0.003* 42	0.001* 53
	1,500 (1.55)	0.013 125	0.008 290	0.010* 250	0.023 133	0.009* 129	0.011 154	—	0.003 330	0.002* 134	0.005 326	—	0.002* 345	0.003* 68	0.002* 28	0.004* 57	—	0.003 74	—

表 3.1.9(2) 機関起振時のピーク一覽表 — 船 9 Cy 1. 横方向起振、満載、ブレーシング除去
 慣性モーメント 卍は 245.6 Kg·cm ; 卍は 366.0 Kg·cm

	6-H	7-H	8-H	8'-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
	408 ⁺ (0.46)	0.007 108 37	0.022 50 37	0.031 50	0.044 10	0.006 121	0.012 347	—	—	—	—	—	0.005 190	0.011 192	—	0.007 214	—	0.021 215	—
	511 ⁺ (0.72)	0.029 96	0.071 65	0.123 65	0.110 52	0.018 [*] 92	0.043 45	—	—	—	—	—	0.018 252	0.024	0.029	0.032	—	0.030 262	0.011 [*] 256
	521 ⁺ (0.75)	0.029 115	0.064 [*] 78	0.108 75	0.099 [*] 66	0.018 109	0.038 [*] 60	—	0.006 70	0.004 171	0.006 72	—	0.014 [*] 288	—	—	—	—	0.031 282	0.014 268
H ₂ 船④	548 ⁺ (0.83)	0.022 [*] 153	0.038 115	0.065 102	0.061 76	0.018 154	0.025 63	—	0.009 120	0.006 163	0.009 118	—	0.014 [*] 27	—	0.014 [*] 30	0.010 [*]	—	0.013 [*] 311	—
	571 ⁺ (0.90)	0.023 [*] 164	0.039 127	0.067 109	0.055 86	0.016 180	0.023 79	—	0.009 117	0.008 103	0.006 [*] 204	0.002 334	—	0.010 [*] 306	—	0.012 334	—	0.012 [*] 335	—
	666 ⁺ (1.22)	0.037 230	0.029 156	0.045 141	0.054 95	0.023 [*] 243	0.021 98	—	0.009 270	0.005 [*] 282	0.006 [*] 144	0.001 [*] 58	—	0.013 337	0.010 [*] 42	0.014 324	—	0.013 [*] 320	—
X ₁ 船④	713 ⁺ (1.40)	0.062 266	0.009 [*] 206	0.032 [*] 117	0.061 [*] 90	0.036 268	0.027 99	—	0.011 171	0.004 272	0.012 145	0.001 [*] 78	—	0.007 [*] 70	0.009 [*] 77	0.016 317	—	0.015 336	—
	730 ⁺ (1.46)	0.056 288	0.004 [*] 106	0.043 [*] 117	0.065 97	0.031 [*] 296	0.024 [*] 117	—	0.007 [*] 190	0.006 258	0.013 203	0.002 136	0.010 77	0.009 321	0.012 [*] 66	0.012	—	0.014 [*] 346	0.008 286
	796 ⁺ (1.74)	0.034 335	0.017 147	0.047 [*] 143	0.049 128	0.022 328	0.018 143	—	0.004 268	0.007 287	0.007 [*] 268	0.001 262	0.005 [*] 78	0.008	0.008 148	0.004 [*]	—	0.007 [*] 62	—
	435 ⁺ (0.77)	0.015 [*] 192	0.015 [*] 34	0.036 [*] 39	0.051 21	—	0.018 10	—	0.003 [*] 99	0.004 221	0.003 [*] 81	—	—	—	—	—	—	0.013 [*] 252	—
H ₂ 船④	500 ⁺ (1.02)	0.044 123	0.065 87	0.107 81	0.095 67	0.024 126	0.034 57	—	0.004 83	0.004 145	0.008 86	0.001 150	0.019 277	0.021 247	0.017 [*] 272	0.017 [*] 263	0.006 293	0.032 281	—
	558 ⁺ (1.28)	0.031 [*] 165	0.036 109	0.050 [*] 94	0.053 60	0.020 [*] 177	0.020 58	—	0.005 [*] 125	0.005 187	0.009 111	—	0.008 [*] 60	—	—	—	—	0.020 [*] 355	—
	649 ⁺ (1.73)	0.053 233	0.021 [*] 166	0.048 101	0.067 76	0.033 245	0.027 81	—	0.007 [*] 148	0.007 250	0.010 140	0.001 [*] 67	—	0.019 [*] 356	0.020 320	—	—	0.015 [*] 277	—
X ₁	688 ⁺ (1.94)	0.060 266	0.012 [*] 193	0.040 123	0.063 90	0.032 270	0.026 96	—	0.008 140	0.004 [*] 242	0.011 191	0.001 [*] 81	0.008 93	0.008 312	0.010 65	0.009 308	—	0.017 326	—

つぎに、共振振動時における振幅を比較すると、「(5)測定結果(b)海上起振実験」において示したように、機関架構上段での振幅は機関架構のみの共振時に最も小さく、二重底の上下振動あるいは船の横振動により架構が共振した場合のほうが大きい。

ここで、図 3.1.7 1 に各振動形における振幅を示す。この場合、H 形振動時は機関上段中央部の振幅を、また、X 形振動時は起振点における振幅を現わす。

H₂ の場合 半載、ブレーシング除去の状態で起振力を 0.62 ton から 0.91 ton (図中△→△) に増加すると振幅は 0.8 倍になる。また、半載でブレーシングを付けると振幅は 0.3 倍になりブレーシングの効果が見われ、ブレーシング除去のまま満載にすると 1.36 倍になる。

H_E の場合 半載、ブレーシング除去の状態で起振力を 0.31 ton より 0.95 ton および 1.34 ton (図中○→△および○→△) に増加すると、振幅は 0.75 倍および 0.65 倍になる。また、起振力が 0.3 ~ 0.4 ton (図中○, ○, ○) 程度においては、船体および機関の条件を変えても振幅はほとんど変化しない。ブレーシングを付けても振幅が減少しないのは船体振動の影響だろう。

X₁ の場合 半載、ブレーシング除去において起振力を 0.43 ton より 1.38 ton および 1.94 ton (図中○→△および○→△) に増加すると振幅は 1.4 倍および 1.1 倍になるが、これは、起振機重の慣性モーメントが 61.69 Kg·cm では起振力が小さく、0.43 ton では二重底が十分に共振しなかつたために機関架構の振幅が小さかつたことになるのかもしれない。また、図中に船体あるいは機関の条件を変えたときの振幅の変化を示しているが、これによると、半載でブレーシングを付けると振幅は減少する傾向にあり、また、ブレーシング除去の状態で満載にすると慣性モーメントが 245.6 Kg·cm 以上 (起振力 1.38 ton 以上) では振幅は減少する。

X_E の場合 起振力が 0.6 ~ 0.7 ton 程度の場合の結果では、半載でブレーシングを付けると振幅は 1.4 倍となり船体振動の影響が現われているが、ブレーシング除去の状態で満載にしても 1.15 倍程度となり僅かに大きくなる。

各共振時における振幅の比較を行なつたが、その振幅は船体振動の影響を受けて各条件ごとに相当のばらつきを呈している。そして、これらの固有振動のみによる振幅は上記の振幅よりも小さいと思われる。

ところで、今まで述べてきたように、固有振動数および共振時の振幅は起振力により異なっているが、このことについては総括的検討のところで述べることにする。

(ii) 機関前後起振の場合

機関架構上段を前後に起振した場合、機関は船体横振動および二重底の上下振動の影響を受けるものと考えられる。以下に、それについて述べる。

(1) 半載、ブレーシング除去

表 3.1.10 に半載、ブレーシング除去時に 61 Cyl. を前後起振した場合のピークを示す。この表において 500 cpm では機関架構および二重底の前後振動の位相がほぼ 90 deg. となり、また、二重底上下振動位相もそうであることから、二重底の上下共振振動によるものであろう。

また、645 cpm は架構上段の位相が 90 deg. よりも多少ずれているが、二重底の上下振動も小さく、その前後振動の位相が 90 deg. よりずれていることより考えると、これが機関架構前後方向の固有振動であろう。これら以外にピークが現われているが、これらは、船体振動もしくは二重底の振動によるものと思われる。

(2) 半載、ブレーシング付き

表 3.1.11 に半載、ブレーシング付きの状態では 9 Cyl. を前後起振した場合のピークを示す。この場合、ブレーシングが付いているため船体振動の影響を受けて位相に多少のずれを生じているが、二重底の上下振動

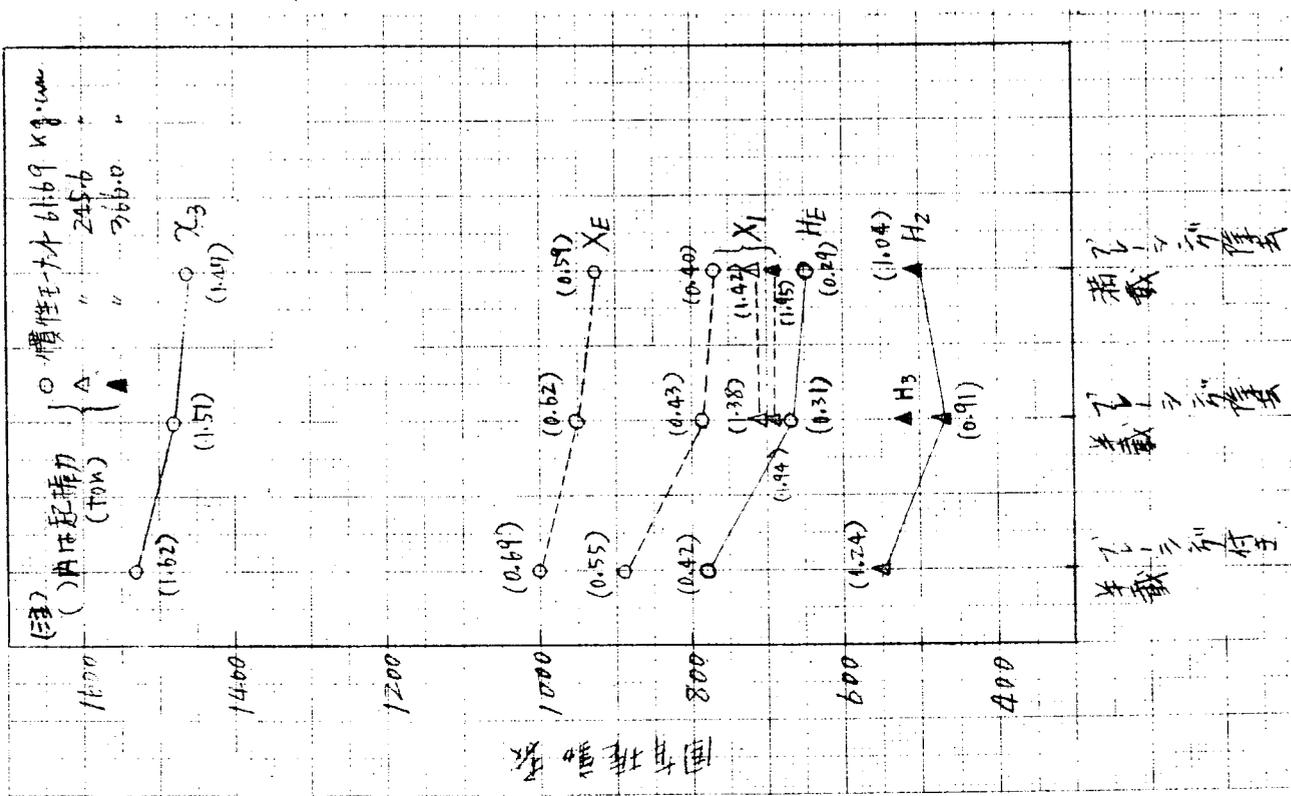


图 3.1.7.0

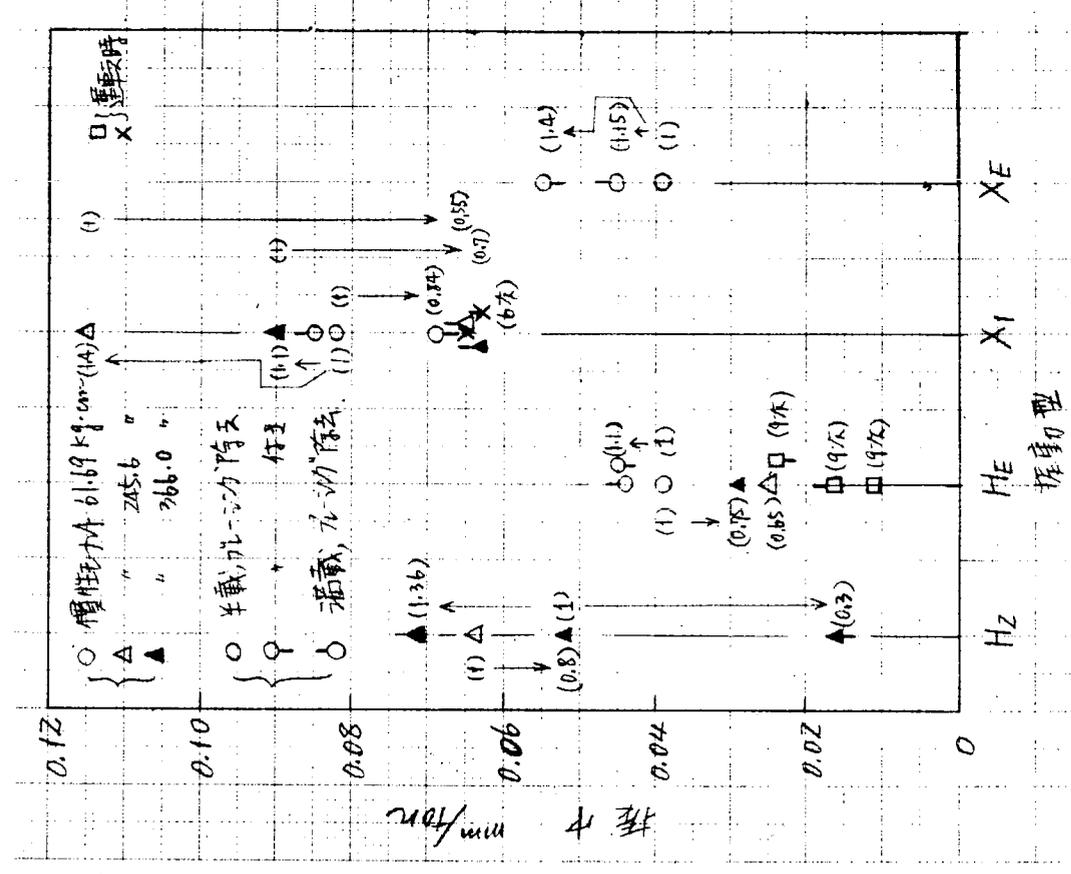


图 3.1.7.1

表3.1.10 機関起振時のピーク一覧表 — No.1 Cyl. 前後方向起振、半載、ブレーシング除去

慣性モーメント 366.0 Kg·cm

ピーク 周波数 C.P.M.	6-L	7-L	8-L	8-L	9-L	10-L	1-L	3-L	1 ₀ -L	3 ₀ -L	13 ₀ -L	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
415	0.020 358	0.018 348	0.014 31	0.020 353	0.018 340	—	0.004 344	0.003 336	0.002* 26	0.003* 13	—	—	0.011 2	—	0.015 10	—	0.026 14	—
462	0.051 36	0.047 31	0.037 39	0.057 39	0.046 22	—	0.016 13	0.014 35	0.011 35	0.013 41	0.003* 58	0.016 176	0.045 38	0.016 190	0.053 64	—	0.053 39	—
500	0.042 84	0.042 90	0.028 105	0.049 90	0.039 90	—	0.007 107	0.008 107	0.004* 113	0.004* 105	0.003 102	0.041 107	0.031 107	0.028	0.033	0.024 297	0.030 113	—
536	0.033 89	0.034 89	0.025	0.040 115	0.036 89	—	0.008 101	0.012 101	0.008 111	0.012 101	0.004 121	0.025	0.019 124	0.019 265	0.016* 167	0.010 289	0.019 171	—
612	0.022 91	0.021 91	0.013	0.026	0.022	—	0.004 108	0.004 119	0.004 116	0.006 116	0.003* 116	0.021	0.005* 192	0.015 279	—	0.007* 51	0.004* 159	—
645	0.022 59	0.021 78	0.012	0.024 82	0.022	—	0.003* 120	0.004 165	0.003 168	0.004 176	0.002 239	0.012 317	0.010 87	0.008 271	0.008* 50	0.005* 50	0.008* 170	—

表 3.1.1.1 機関起振時のビーク一覧表 — No.9 Cy1. 前後方向起振、半載、ブレーシング付

慣性モーメント 366.0 Kg·cm

ビーク 周波数 c.p.m	6-L	7-L	8'-L	8-L	9-L	10-L	1-L	3-L	1 ₀ -L	3 ₀ -L	13 ₀ -L	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
船①	0.051 44	0.051 44	0.054 50	0.058 49	0.041 49	0.036 37	0.011 52	0.011 89	0.010 95	0.010 80	0.004 73	0.004* 250	0.043 52	0.011 216	0.039 39	0.004 221	0.038 51	0.028 60
船②	0.036 64	0.038 56	0.039 62	0.044 56	0.030 62	0.027 52	0.005* 157	0.005* 92	0.004* 123	0.004* 120	0.002* 107	0.006 230	0.024 54	0.021 210	0.021 60	0.015 251	0.022 80	0.029 67
	0.035 67	0.032 57	0.035 67	0.043 62	0.031 67	0.027 54	0.008 57	0.011 87	0.007 103	0.010 87	0.003 71	0.005 253	0.014	0.019 252	0.015	0.007 295	0.014 121	0.007* 167
船③	0.019 135	0.018 130	0.022 138	0.018 135	0.015 136	0.014 126	0.007 121	0.006 160	0.006 143	0.006 143	0.002* 158	0.002* 327	0.010 135	0.004* 267	0.017 140	0.005* 3	0.015 184	0.017 120
船④	0.023 71	0.022 355	0.012* 86	0.026 71	0.020 89	0.017 83	0.002* 83	0.005 108	0.004 108	0.004 108	0.001* 160	0.016 285	0.002* 161	0.015* 244	0.002* 175	—	0.002 319	0.004* 201
船⑤	0.021 105	0.021 102	0.022 105	0.023 80	0.019 95	0.016 98	0.002 191	0.003* 154	0.003* 142	0.003* 162	0.001* 173	0.009* 285	0.004* 78	0.011 269	0.004* —	0.004 4	0.005 83	—

もしくは船体振動により架構振動にピークが現われたものと思われるが、652cpm においては架構振動に90deg.の位相のずれが生じているのに対し、二重底部の位相がそれよりずれていることより考えて、これが機関架構の固有振動であろう。

(ハ) 満載、ブレーシング除去

表3.1.12に満載、ブレーシング除去時のピークを示す。この場合も前述のように二重底もしくは船体の影響を受けて架構前後振動にピークが現われているが、678cpm においては二重底の前後振動にピークが現われていないことより考えて、機関架構の固有振動であろう。

上述の結果より、機関架構の固有振動数については次表のようになる。

船体・機関の条件	機関架構前後方向固有振動数
半載、ブレーシング除去	645 cpm
"、" 付き	650
満載、" 除去	680

これによると、半載では645～650cpm 程度であり、ブレーシングの影響は現われていないが、満載にすると4.5%程度振動数が上昇している。

(ニ) 船体起振の場合

船体上下もしくは左右起振時のピーク一覧を表3.1.13～表3.1.15に示す。この場合、船尾上甲板起振を行なっているため、機関架構および二重底の振動の起振力に対する位相角により、それらの固有振動を確認することは出来ないが、船体振動によるピークは数多く現われている。

これらの場合、機関架構横振動振幅は架構上段と下段もしくは二重底部で大差なく、船体振動により架構は全体に平行な動きをしていることが分る。

なお、表中、船④または⑤が記入されている振動数は、船尾上甲板においてピークの現われたものを示す。

(7) 結 言

測定機関を運転定盤上に据え付けたときの機関起振実験および船体に搭載したときの機関起振実験、船体起振実験を行なつたが、以下にそれらの結果を示す。

まず、陸上組立時における起振実験の結果より、次のことが明らかになつた。

- 1) 機関標準状態における固有振動数はH形が500cpm、X形が635～640cpm、α形が1,020～1,050cpm、1,290～1,305cpmである。
- 2) 首端起振をした場合、尾端起振をした場合よりも固有振動数はやや低く、単位起振力当りの振幅（以下振幅という）は大きい傾向にある。すなわち、首端のほうが尾端よりも剛性が低く、スラスト・ブロック、チェーン・ケースもしくは基礎部の影響と推定される。
- 3) 基礎ボルトを除去した場合、H形振動において固有振動数は10%減少、振幅は10～20%増加、また、X形振動においては固有振動数は5%減少、振幅は30～40%増加する。
- 4) タイ・ボルト締付力を $\frac{2}{3}$ にした場合、起振力の増大により固有振動数および振幅が減少する傾向にあるが、これは振動系の抵抗係数の増加によるものと思われる。
- 5) オイル・ドアを除去した場合、X形振動において固有振動数は60%減少、振幅は30～70%増加し、オイル・ドアが強度部材となつていることがわかる。
- 6) 前後方向固有振動数は、基礎ボルトを除去した場合、630cpm であるのに対し、オイル・ドアを除去すると26～33%減少（425～470cpm）、振幅は3.2～3.9倍となり、前後方向に対しては特に、オイル・ドアが強度部材となつている。

表 3.1.1 3(d) 船体起振時のピーク一覽表 — 上甲板左右方向起振、半載、ブレーシング除去

慣性モーメント 2,683.7⁺, 1,034.1 Kg·cm

単位 噸/ton

ピーク 周波数 C.P.M.	6-H	7-H	8-H	8-H	9-H	10-H	1-H-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
船①, ②	0.009 310	0.008 277	0.010 247	0.011 314	0.008 250	0.014 359	0.014 322	0.014 322	0.014 343	0.017 343	0.001 217	0.002	0.001	0.007 328	0.016 11	0.020 357	0.029	—
船③, ④	0.005 266	0.005 262	0.005 [*] 268	0.005 269	0.003 [*] 267	0.003 [*] 289	0.003 [*] 304	0.003 [*] 304	0.003 [*] 302	0.003 [*] 307	—	—	—	—	—	0.007 60	0.005 71	—
船⑤, ⑥	0.011 [*] 278	0.010 [*] 273	0.012 [*] 288	0.010 [*] 274	0.007 [*] 268	0.009 [*] 37	0.006 [*] 30	0.006 [*] 294	0.006 [*] 294	0.003 [*] 271	—	—	—	0.004 82	0.004 234	0.006 107	0.003 [*] 98	—
船⑦, ⑧	0.017 50	0.013 47	0.012 57	0.010 [*] 46	0.009 40	0.009 [*] 55	0.005 [*] 51	0.005 [*] 51	0.008 57	0.005 51	—	—	0.002 296	0.001 290	0.004 267	0.010 232	0.007 257	—
船⑨	0.007 31	0.009 12	0.010 14	0.005 [*] 17	0.007 12	0.004	0.004 340	0.004 340	0.003 [*] 56	0.003 345	—	0.002 243	0.002 212	0.004 219	0.006 201	0.004 92	0.008 200	—
船⑩, ⑪	0.002 [*] 30	0.004 359	0.006 1	0.002 [*] 55	0.004 341	0.002 [*] 49	0.002 [*] 64	0.002 [*] 64	0.002 [*] 64	0.002 [*] 11	0.000 210	—	0.002 239	0.003 217	0.003 217	0.002 [*] 90	0.002 149	—
船⑫, ⑬	0.002 87	0.004 136	0.005 154	0.003 63	0.004 147	0.002 72	0.001 [*] 72	0.001 [*] 72	0.002 78	0.001 [*] 68	—	0.002 5	0.001 [*] 88	0.004 340	0.002 [*] 37	0.003 23	0.003 [*] 17	—
船⑭, ⑮	0.003 72	0.002 [*] 150	0.003 200	0.003 67	0.003 202	0.001 [*] 74	—	—	0.001 66	0.002 25	0.001 256	0.001 [*] 168	0.002 35	0.003 26	0.005 26	0.001 165	0.008 25	0.002 54
船⑯, ⑰	0.003 [*] 96	0.003 [*] 99	0.003 [*] 108	0.002 [*] 96	0.001 [*] 103	0.002 91	0.001 63	0.001 63	0.002 85	0.001 74	0.000 233	—	0.001 35	—	0.002 30	—	0.002 [*] 49	0.001 32
"	0.008 160	0.005 154	0.002 [*] 167	0.005 168	0.001 [*] 73	—	0.001 28	0.001 28	0.001 [*] 110	0.001 35	0.000 250	0.002 52	—	0.003 256	0.002 151	—	0.003 168	0.001 204
"	0.003 180	0.005 202	0.006 217	0.005 359	0.002 232	0.002 134	0.001 [*] 37	0.001 [*] 37	0.002 [*] 134	0.002 [*] 133	0.000 270	0.002 [*] 61	0.002 [*] 77	0.003 [*] 77	0.002 [*] 173	—	0.002 [*] 85	—
"	0.001 [*] 180	0.003 252	0.003 260	0.001 [*] 172	0.002 [*] 258	0.001 147	0.000 [*] 116	0.000 [*] 116	0.001 124	0.001 78	—	—	—	0.002 [*] 77	—	0.001 106	—	—
"	0.003 215	0.002 206	0.001 [*] 215	0.002 [*] 223	0.002 47	0.001 [*] 195	0.001 [*] 5	0.001 [*] 5	0.001 185	0.001 33	0.000 [*] 285	—	—	0.002 52	—	—	0.001 223	—

表 3.1.1 3(2) 船体起振時のビーク一覧表 — 上甲板上下方向起振、半載、ブレッシング除去
慣性モーメント 2,685.7⁺, 1,034.1 Kg·cm 単位 噸/ton

ビーク 周波数 c.p.m	6-H	7-H	8-H	8'-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
船⊙ 290 ⁺	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.006	—	0.010	0.006	—	—	—
船⊙ 320 ⁺	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.007	0.005	0.016	0.007	—	—	—
船⊙ 370 ⁺	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.003*	0.001	0.004*	—	—	—
船⊙ 400 ⁺	0.002	0.009 42	0.001	—	0.002 114	0.001 182	—	0.001 182	—	0.001 340	—	0.001*	0.003 337	0.005 313	0.007 326	0.009 298	0.005 336	0.008 299	0.003* 57
船⊙ 423 ⁺	0.001 167	0.002 343	—	0.002 323	0.002 199	—	—	—	—	—	—	0.001 245	0.006 14	0.024 5	0.014 357	0.020 353	0.009 7	0.020 0	0.006 20
船⊙ 472 ⁺	0.002 174	0.001 118	0.002 160	0.001 160	0.002 160	0.001	0.001	—	—	—	—	0.001 228	0.002 120	0.005 352	0.003* 108	0.011 348	0.001* 101	0.010 332	0.005 357
船⊙ 500 ⁺	0.001 135	0.001 120	0.001 120	0.001* 135	0.001 138	—	—	—	—	—	—	0.000* 210	0.001 354	0.001* 3	0.002 349	0.001* 76	0.001* 76	0.002* 2	0.001 354
船⊙ 512△ ⁺ 517 ⁺	—	0.001 121	0.001 142	0.002 130	0.001* 205	0.001 180	—	—	—	—	—	—	0.001* 327	0.001* 86	0.001* 311	0.001* 103	0.001△ 231	0.005△ 99	0.000* 245
船⊙ 556 ⁺	0.001 225	0.001 208	0.001 179	0.001* 118	0.001 225	0.000* 67	0.001 124	0.000* 313	0.000* 122	—	—	0.000 256	—	0.002 18	0.001* 4	0.002 11	0.001* 43	0.001 36	0.001 36
船⊙ 569	—	0.002 236	0.002 236	0.002 213	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.001* 41	0.003 62	0.001* 62	—	0.003 58	—
船⊙ 648	0.001 287	0.001 287	0.002 279	—	0.001 282	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
船⊙ 677	—	0.001 352	0.002 7	0.001 20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
船⊙ 758	0.001 130	0.001 137	0.001 164	0.001 153	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
船⊙ 340△ 350	—	—	—	—	—	—	—	0.005	0.005△	0.010	0.006△	—	—	—	—	—	—	—	—

表 3.1.1 4 (U) 船体起振時のビーク一覧表 — 上甲板左右方向起振、半載、ブレンシング付き

慣性モーメント 1,0 3 4.1 kg·cm 単位 噸/ton

ビーク 周波数 c.p.m.	6-H	7-H	8'-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	10-H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
	—	0.004 233	0.008 240	0.011 211	—	—	—	—	—	—	—	—	0.013 267	—	—	—	—
船	0.007 257	0.005 232	0.005 213	0.007* 160	0.010 306	—	—	—	—	—	—	—	0.009 314	0.004 318	—	—	—
船, ⊙	0.014 332	0.012 323	0.011 332	0.005* 311	0.015 332	0.006 311	—	—	—	0.001 229	—	—	0.006 214	0.003 76	—	0.010 76	—
船	0.010* 279	0.007* 270	0.009* 270	0.006 270	0.010* 288	0.005* 264	—	—	—	—	—	—	0.013 135	—	0.010 106	—	—
	0.005* 6	0.005* 299	0.006* 298	0.006* 291	0.004* 3	0.005* 265	—	—	—	—	—	—	0.005 255	—	—	0.007 118	—
船	0.012 29	0.013 24	0.013 27	0.009 29	0.012 50	0.008 8	0.007 91	0.004 53	0.003 67	0.005 67	0.000 140	—	—	—	0.003 66	0.010 225	—
船	0.005 79	0.006△ 324	0.006 92	0.007△ 335	0.005 80	0.006△ 326	—	—	—	—	—	—	0.004△ 148	0.003△ 148	—	—	—
	0.003* 77	0.002* 100	0.002* 136	—	0.003* 77	—	—	—	—	0.001 232	—	—	—	—	—	0.007 34	—
	0.002* 56	0.003 26	0.004 34	0.004 28	0.002* 73	0.003 24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	0.003 98	0.003 37	0.003 18	0.003 341	0.003 96	0.003 3	0.001* 97	0.002 34	0.001* 101	0.001 34	0.000 254	—	—	—	0.003 225	—	—
船	0.004 135	0.004 125	0.004 108	0.002 98	0.004 135	0.002 86	—	—	—	0.000* 256	0.001 244	—	—	—	0.002	—	—
船, ⊙	0.001* 194	0.001* 216	0.001* 249	0.001* 300	0.001* 194	—	—	—	—	—	0.001 357	0.002 293	0.004 342	0.002 318	—	—	—

表 3. 1. 1 4 (2) 船体起振時のピーク一覧表 — 上甲板上下方向起振、半載、ブレーシング付

慣性モーメント 1,034.1 kg·cm² 単位 ㎎/ton

ピーク 周波数 c/p.m	6-H	7-H	8'-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.012 314	0.012	0.018 292	0.014 267	0.023 295	0.016 270	0.006 192
船①	317	—	—	—	—	—	—	0.001 97	—	0.003 103	0.001 149	—	—	0.017 134	0.003* 263	0.026 41	—	0.030 248
	375	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.007 1	0.006 281	—	—	0.006 277
	385	0.004	0.003	—	0.004	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
船②	408△ 413	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.010	0.012△ 347	0.011△ 331	—	—	—
船③	439	—	0.002* 15	0.002* 2	—	—	—	—	—	—	0.001 204	0.006 26	0.009	0.015 13	0.016 352	0.005 14	0.010 343	—
	455	0.003	0.003	0.003 110	0.003	0.002	—	—	—	—	—	0.002* 97	—	0.005* —	0.001* 121	0.003* 66	0.005* 48	—
船④	473	0.002* 162	0.002* 119	0.002* 114	—	—	—	—	—	—	—	—	0.006 340	0.004* 118	0.014 327	—	0.011 311	0.008 338
	481	0.002 162	0.002 119	0.002 114	0.002 128	—	—	—	—	—	0.001 219	0.003 10	0.005	0.004* 119	0.009 347	—	0.009* 340	0.008 356
	527△ 537△	—	0.002 137	0.002 169	—	0.003	—	—	—	—	—	0.002△ 51	0.001△ 197	0.003 339	0.002 62	—	—	0.001 286
船⑤	552 557△	0.001 124	0.001 133	0.002 153	0.002△	0.002△	—	—	—	—	0.000 144	0.001 333	0.002	0.002* 41	0.003 286	—	0.003 335	0.003 351
	735	0.001 29	0.001 335	—	0.001* 20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 3. 1. 1 5 (L) 船体起振時のピーク一覽表 — 上甲板左右方向起振、滿載、ブレーシング除去

慣性モーメント 1,034.1 kg·cm 単位 mm/ton

ピーク 周波数 cpm	6-H	7-H	8'-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
253	0.004* 244	0.004* 232	0.004 222	0.004 223	0.006* 242	—	0.000 240	0.006 271	0.006 271	0.008 283	—	—	—	—	0.002 354	0.003 327	—	—
298 307	0.008 294	0.008 292	0.005 294	0.005 276	0.008 306	—	0.000 236	—	0.009 38	0.007 18	—	—	—	0.002 122	—	—	0.006 90	—
337	0.006 262	0.007 270	0.009 288	0.008 278	0.005 276	0.006 278	0.000* 232	—	0.004 311	0.006 311	—	—	—	0.002* 132	0.003 124	—	0.002* 87	—
377	0.002* 296	0.005 276	0.006 285	0.006 672	0.002* 310	0.005 260	—	0.005 275	0.003 345	0.008 286	—	0.001* 110	0.001 147	0.002 68	0.002 103	—	0.003 107	—
402	0.004* 8	0.003* 328	0.004* 319	0.003* 304	0.003* 20	0.002* 283	0.000 254	0.002 43	0.004 43	0.004* 28	0.001 292	0.002 192	0.002* 196	0.002 203	0.002* 107	—	0.003* 72	0.001 177
427	0.004 65	0.005 23	0.007 8	0.006 352	0.004 77	0.004* 333	0.000 328	0.002* 89	0.003 89	0.002* 30	0.001 94	0.001* 203	0.003 241	0.002 210	0.003* 241	0.002 177	—	—
448 466	0.003* 61	0.006 65	0.007 46	0.008 41	0.003 61	0.004 6	0.000 6	0.004 40	0.003 54	0.005 27	0.001 297	0.002 246	0.004 246	0.002 339	0.005 235	—	0.007 229	0.002 214
482 486	0.003 70	0.005 76	0.006 91	0.005 86	0.002 82	0.003 47	—	0.002 59	0.001* 59	0.003 41	0.001* 267	0.001* 238	0.003 352	0.003 257	0.003* 298	—	0.006 303	0.001* 40
512	0.004 117	0.008 124	0.007 135	0.009 134	0.003 117	0.004 112	0.000 10	0.001* 78	0.002 87	0.002* 87	0.000* 237	0.003* 313	0.004 325	0.004 307	0.004 310	—	0.005 298	0.002* 271
534	0.002* 152	0.005* 166	0.004* 182	0.005* 181	0.002* 133	0.002* 150	0.000* 313	0.001 80	0.003 67	0.002 96	0.001* 329	0.005 47	0.003 47	0.005 15	0.004 44	0.001* 31	0.003* 38	0.002 92
581	0.003* 199	0.006* 228	0.006* 335	0.007 245	0.003 192	0.003 236	0.000* 65	—	—	—	0.001* 278	0.003 25	0.001 104	0.003 24	0.002 59	—	0.002 56	0.002 168
575	0.003 192	0.006 210	0.007 221	0.007* 232	0.003 188	0.002* 212	0.000* 65	—	0.002 35	—	0.001 325	0.002* 272	0.001* 200	0.002* 234	—	0.001 126	0.001* 27	0.001* 175
602 610	0.003 223	0.006 255	0.006 268	0.007 182	0.002 223	0.003 273	0.000 91	—	0.001 161	0.002 182	—	0.001 120	0.001 91	0.002 95	0.001 101	0.001 80	0.001 41	0.000* 123
749 757	0.004 300	0.003 339	0.002 339	0.001 127	0.002 291	0.001 112	0.000 91	0.001 155	0.001* 206	0.003 148	0.000 342	0.001 152	0.001 353	0.001* 107	0.001 257	—	0.002 318	0.001 318

表 3. 1. 1 5 (2) 船体起振時のピーク一覧表 — 上甲板上下方向起振、満載、ブレーシング除去

慣性モーメント 1,034.1 Kg·cm 単位 1000/ton

ピーク 周波数 cpm	6-H	7-H	8'-H	8-H	9-H	10-H	1-H	3-H	1 ₀ -H	3 ₀ -H	13 ₀ -H	1-V	3-V	1 ₀ -V	3 ₀ -V	1P-V	3P-V	13 ₀ -V
281	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.009 356	0.004* 266	0.012 336	0.005* 247	0.004 12	0.005 264	0.009△ 245
288△	—	—	—	—	—	—	0.000	—	—	—	0.002 265	0.007 58	0.004 303	0.005 31	0.006 300	—	—	0.004* 247
船④	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.004* 10	0.006 302	0.004 2	0.005 293	—	0.004* 293	0.004* 246
379	0.002 52	0.002 29	0.003 343	0.002* 4	—	—	—	—	—	—	—	0.005 70	0.009 263	0.007 52	0.009 20	0.002 82	0.007 45	0.002* 82
409	0.001 105	0.002 68	0.002 71	0.002 49	—	—	—	—	—	—	0.001* 196	0.005 70	0.009 263	0.007 52	0.009 20	0.002 82	0.007 45	0.002* 82
420	0.001 90	0.002 80	0.002 65	0.003 60	—	—	—	—	—	—	0.001* 224	0.002* 87	0.002* 26	0.003* 115	0.001* 355	—	0.001* 84	0.003* 270
433△	0.001* 134	0.002 137	0.002 145	0.001 142	—	—	—	0.001 125	0.001 159	0.002 142	0.001* 209	0.001* 159	0.005 330	0.003* 121	0.005 317	—	0.003* 326	0.005△ 270
452	0.001* 196	0.001* 182	0.002 216	0.001* 90	—	—	—	—	—	—	0.001* 226	0.004 195	0.006 353	0.004 176	0.007 345	—	0.008 16	0.005 0.005
船⑤	0.001* 196	0.001* 182	0.002 216	0.001* 90	—	—	—	—	—	—	—	0.002 51	0.002* 51	0.003 45	0.002 119	—	0.001* 74	0.001* 74
船⑥	0.002 213	0.003 217	0.003 225	0.003 220	0.001 231	0.001 201	—	—	—	—	—	0.002 51	0.002* 51	0.003 45	0.002 119	—	0.001* 151	0.001* 151
595	0.001 346	0.002 346	0.001 348	0.002 358	0.001 336	0.001 349	—	—	—	—	—	—	—	0.001 162	0.001 119	—	0.001* 151	0.001* 151
652△	0.001 37	0.002 45	0.002 76	0.002 73	0.001 341	0.001 0.001	—	—	—	—	—	0.001△ 136	0.001 120	0.001△ 119	0.001△ 177	—	—	—
658△	0.001 37	0.002 45	0.002 76	0.002 73	0.001 341	0.001 0.001	—	—	—	—	—	0.001△ 136	0.001 120	0.001△ 119	0.001△ 177	—	—	—
728	0.001 27	0.001 8	0.001 22	0.001 3	—	—	—	—	—	0.001 125	—	—	—	—	—	—	—	—
758	0.001 147	0.001 145	0.001 143	0.001 153	—	—	—	0.001* 0.001*	—	0.001 320	—	0.000 159	—	—	—	—	—	—

次に、同機関を船に搭載したときの機関起振実験より、次のことが明らかになった。

- 1) 機関を船に搭載した場合、その固有振動としては機関架構主体の固有振動、機関を搭載した状態での二重底の上下方向振動により機関架構が共振する、二重底・機関系の固有振動および船（船尾、特に二重底部）の横もしくは上下振動により機関架構が共振する船尾・機関系の固有振動が存在する。
- 2) 機関の固有振動数は起振位置によつても多少異なるが、起振力によつても異なり、起振力が増大すると固有振動数は減少する傾向にある。これは、機関が一個の弾性体ではなく、個々の弾性部品を組合せたものであり、非線形振動系であるためと考えられる。
- 3) 機関架構主体のH形固有振動数は、起振力0.3～0.4 ton の場合、半載・ブレーシング除去時で670 cpm であるが、ブレーシングを付けると剛性が高くなり1.16倍、ブレーシング除去のままに満載にすると0.98倍となる。
- 4) 二重底の上下振動による機関のH形固有振動数（二重底・機関系）は起振力0.9～1.25 ton の場合、半載、ブレーシング除去時が最も低く（470 cpm）、ブレーシングを付けると1.17倍、満載（ブレーシング除去）にすると1.07倍に増加する。
- 5) 機関架構主体のX形固有振動数は、起振力0.6～0.7 ton の場合、半載・ブレーシング除去時で950 cpm であり、ブレーシングを付けると5%増加し1,000 cpm になるが、満載にすると2.5%減少し925 cpm になる。
- 6) 二重底の上下振動による機関のX形固有振動数（二重底・機関系）は、起振力0.4～0.55 ton の場合、半載・ブレーシング除去時で785 cpm であり、ブレーシングを付けると13.4%増加し890 cpm になるが、満載にすると2%程度減少し770 cpm となる。ここで、満載にすると固有振動数が低下するのは附加水重量の影響によるものと考えられる。
- 7) x形固有振動数は、起振力1.06～1.62 ton の場合、半載・ブレーシング除去で1,250, 1,370, 1,480 cpm ; 半載・ブレーシング付きで1,530 cpm、満載・ブレーシング除去で1,240, 1,385, 1,460 cpm にある。
- 8) これら共振振動時における振幅は、起振力の増大とともに減少する傾向にあるが、船体振動もしくは局部共鳴振動の影響を受けてはらついている。
- 9) 機関前後起振の場合、二重底の上下振動により機関が共振するが、機関架構主体の固有振動数は半載・ブレーシング除去で645 cpm、半載・ブレーシング付きで650 cpm、満載・ブレーシング除去で680 cpm である。
- 10) 船体起振により船体（船尾）の横もしくは上下方向共振振動が数多く存在することがわかったが、このとき機関は全体的に平行振動をしている。

以上実験結果について概要を述べたが、海上実験の結果をもとにして機関・船体（船尾特に二重底、機関室まわり）の連成振動の理論的解析を実施したい。

3.1.2 運転時振動実験

(1) 緒言

昭和41年度以来、大形船舶および搭載主機関の振動計測を総合的に続けてきた。現在も続行されているSR112の一連の研究は、機関架構と船体振動および両者の連成振動の理論的な解析を行ない、振動に対する有効な対策をたてることにあるが、これまでの計測は、主に実機、実船における振動状態を明確にし、後の解析の参考に供しようとするものであつた。

本研究は3.1.1項に述べられているような起振実験を新たに行ない、従来より一歩進んで起振力と振動（振幅）との関係を定量的にもはつきりさせることを目的とし、日立B/W984-VT2BF-180および本主機関搭載船について総合的な振動計測を行なつたものである。

起振実験については3.1.1項にて詳細に述べ、本報告書では並行して行なつた従来どおりの運転時における計測結果について報告する。

(2) 測定船および搭載主機関仕様

3.1.1項参照

(3) 測定法

(a) 陸上運転

(i) 測定位置および測定機器

測定位置、方向および使用計器は3.1.1項参照、測定点は図3.1.7.2に示す。

(ii) 測定条件

表 3.1.1.6

測定日	昭和43年8月12日	
測定場所	桜島工場 D1定盤	
振動試験	回転数	40~116 rpm 約2回転毎
	負荷	プロペラ特性に合わす。
P _e 変更試験	回転数	100~108 rpm 約2回転毎
	負荷	50%負荷相当 P _e = 4.6 Kg/cm ²
		75 " 6.9 "
		90 " 8.3 "
		100 " 9.3 "
110 " 10.2 "		

(b) 海上運転

(i) 測定位置および測定機器

3.1.1項参照

(ii) 測定条件

表 3.1.1.7

測定場所、状態		松山沖、晴、Smooth			
載荷状態	△	ブレイジングの有無	機関回転数	実験 №	測定日
半載	62,986 ^{L/T}	有	40~116 rpm (2回転毎)	13(2001~2039)	昭和44年2月1日
"	"	無	" (")	14(2040~2078)	" 2月1日
満載	125,820 ^{L/T}	"	34~116 rpm (")	22(2101~2140)	" 2月7日

(4) 測定結果

(a) 陸上運転

陸上運転時のプロペラ特性による負荷試験時測定結果を図3.1.7.3に、トルク変更試験時測定結果を図3.1.8.0~3.1.8.5に示す。

図3.1.7.3には各測定点における各次成分を示し、H形、X形およびx形の共振周波数には矢印で注を示してある。

(i) 負荷試験

H形固有振動数

H形の共振振動については、55 rpm × 9次のピークがみられ、495 cpm がその固有振動数と思われる

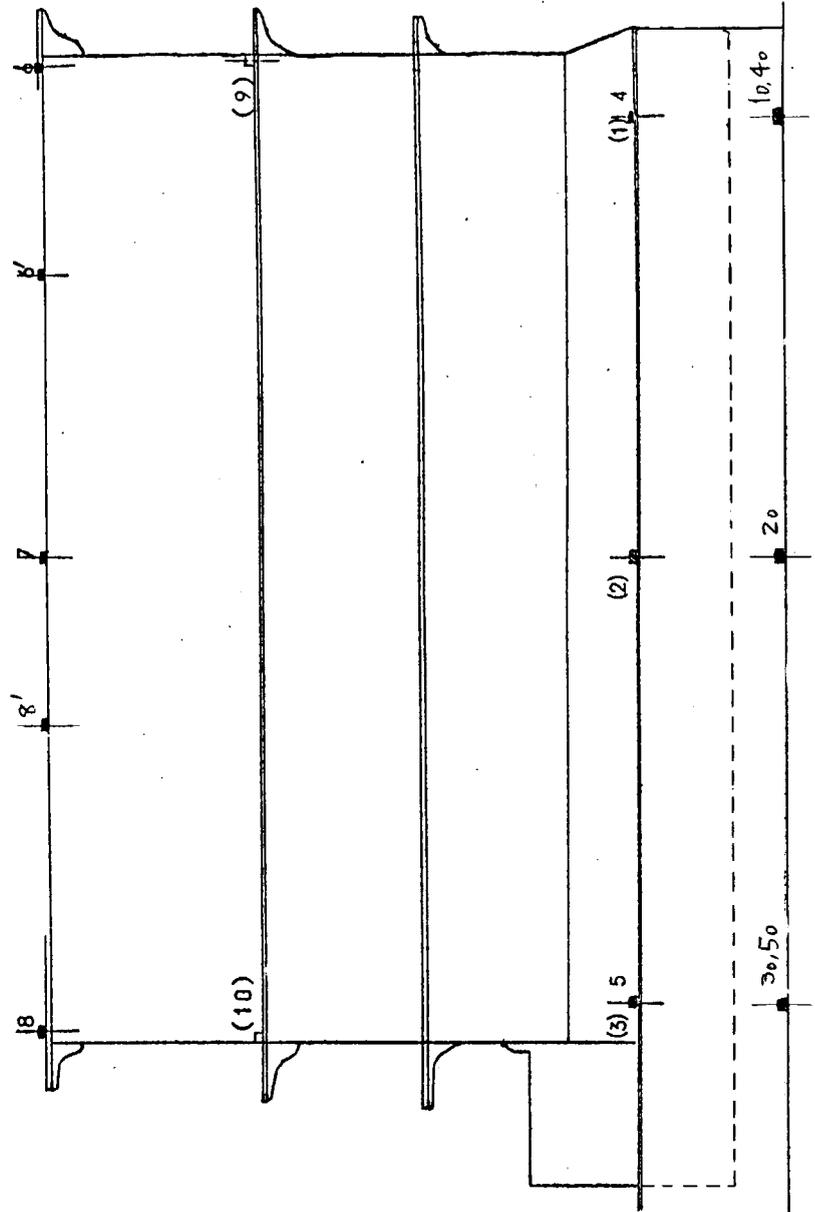
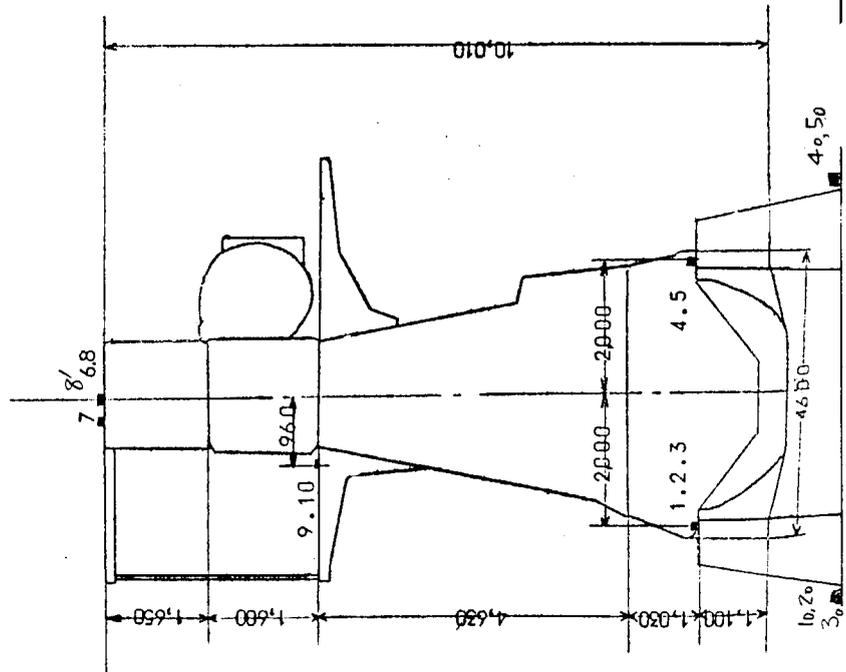
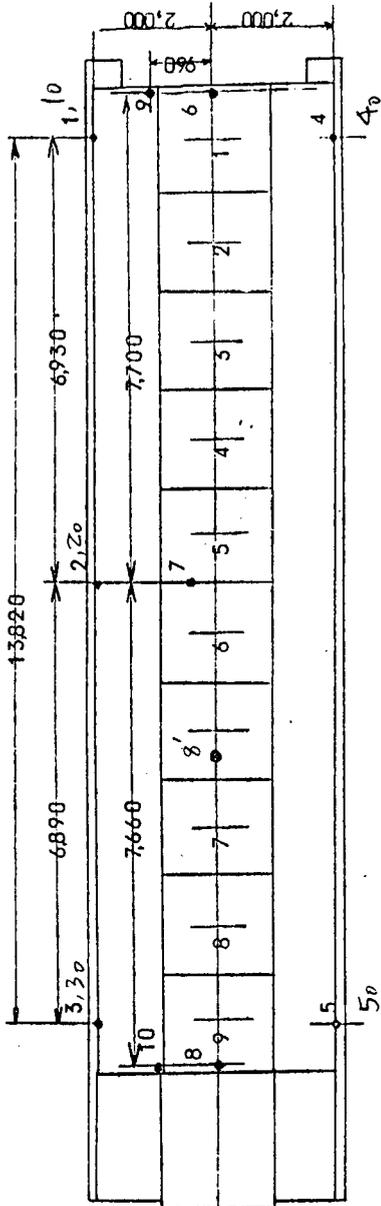


图 3.1.7.2 陸上運轉時測定点

单位 (mm)
记号

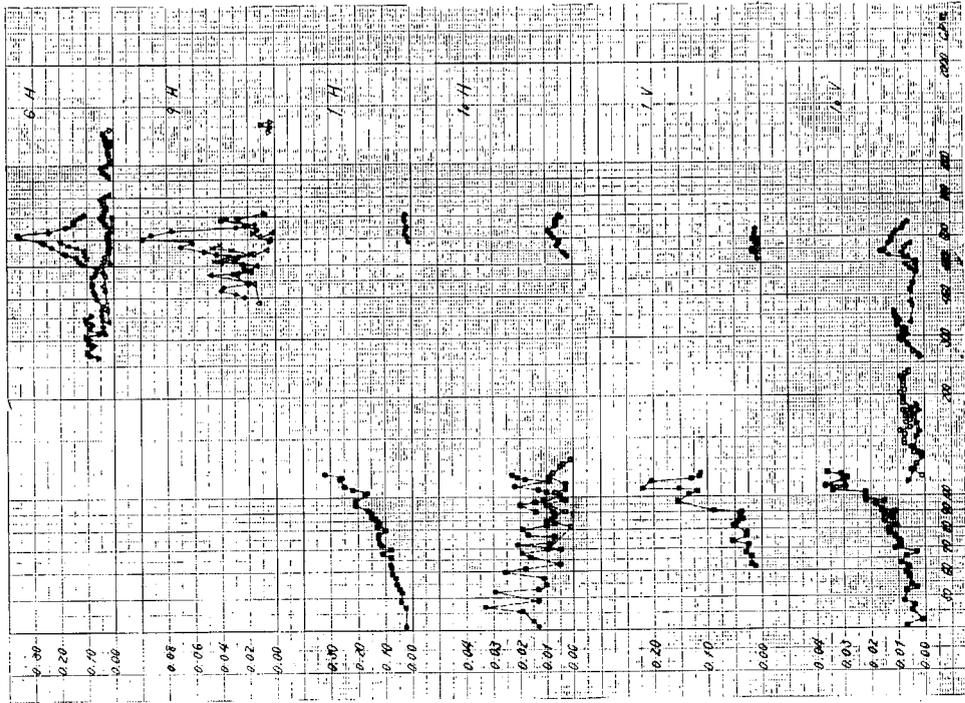
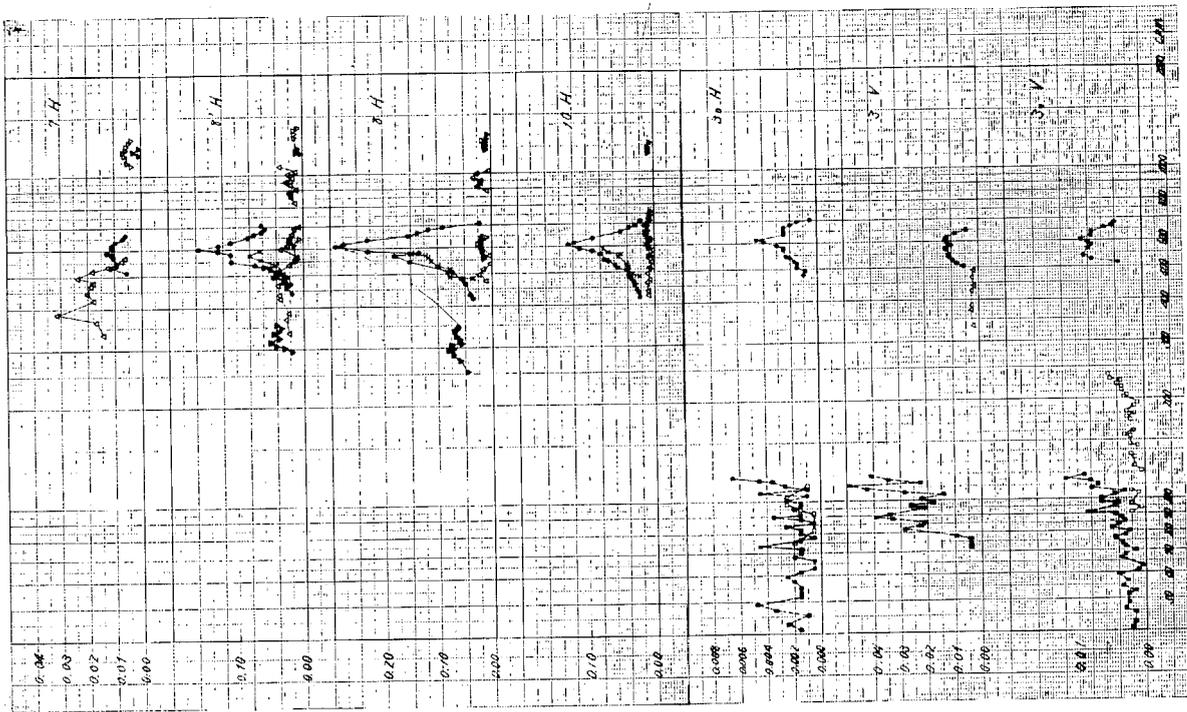
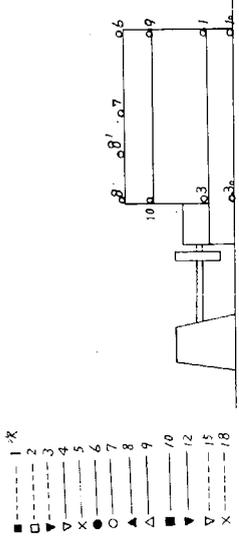


图 3.1.7.3 機関架構振動 (壁上運転)

る。振幅は小さく、0.04 mm以下で図中わずかなピークが現われている。

また、H形の共振振動のモード線図を図3.1.74に示す。

X形固有振動数

X形の振動におけるピークについては、40.4 rpm×15次、67.3 rpm×9次にわずかなピークがみられ、101 rpm×6次に大きなピークがあり、固有振動数は606 cpmである。いずれの回転数においても図3.1.75、76のモード線図に示すごとく、機関のほぼ中央を節点とする典型的なX形振動を示している。

x形固有振動数

x形のピークはいずれも小さいが、77.5 rpm×15次、97 rpm×12次にピークが現われ、固有振動数は1,164 cpmであり、もう一つのピークとして83 rpm×15次の1,245 cpmが現われており、2個存在している。

振動モードは図3.1.77～3.1.79のとおりであり、振幅はいずれも0.01 mm以下の小さなものである。

(ii) トルク変更試験

次に機関のトルクを5種類に変更したトルク変更試験（すなわち P_e の変更試験）を上記X振動の共振点である101 rpm 附近より、5種の回転数について行ない、起振力の違いによる振幅の変化を調べ、その結果を図3.1.80～3.1.84に示す。

これを101 rpmにおける6次成分について、 P_e をベースに、振幅を縦軸にとり、図示すれば、図3.1.85のとおりである。

(b) 海上運転

海上運転における各状態のレゾナンスカーブ、モード線図は次のとおりである。

レゾナンスカーブ

半載ブレーシング付 ; 図3.1.86

半載ブレーシング無 ; 図3.1.87

満載ブレーシング無 ; 図3.1.88

軸系振動 ; 図3.1.89

モード線図

半載ブレーシング付 ; 図3.1.90～3.1.98

半載ブレーシング無 ; 図3.1.99～3.1.107

満載ブレーシング無 ; 図3.1.108～3.1.117

各共振点の確認、および線相については、「(5)検討(b)海上運転」にて詳細に検討する。

(5) 検 討

(a) 陸上運転

表3.1.18 ピーク一覧表

固有振動体	振動形	固有振動数	回 転 数	次 数	備 考
架 構	H	495 cpm	55 rpm	9	固有振動
	X	606	40.4	15	"
			67.3	9	"
			101	6	"
	x	1,164	77.5	15	"
97			12	"	
		1,245	83	15	"

図 3.1.7.4 ~ 3.1.7.9 陸上運転時モード線図

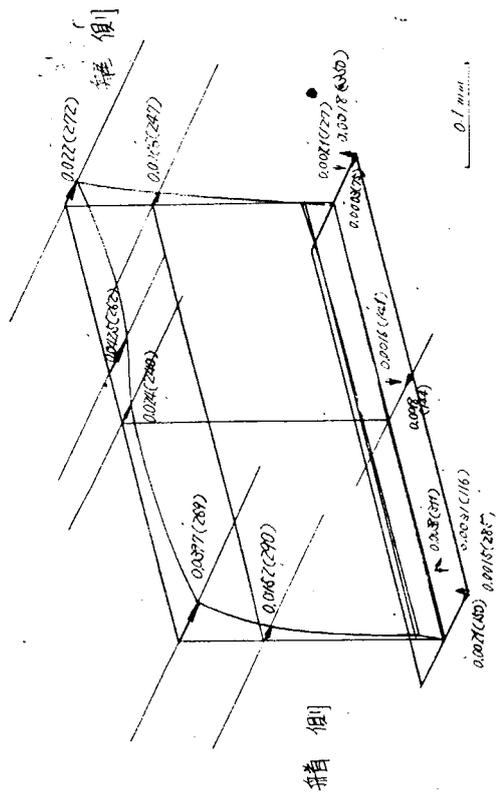


図 3.1.7.4 H形 495cpm (55 R/M × 9 次)

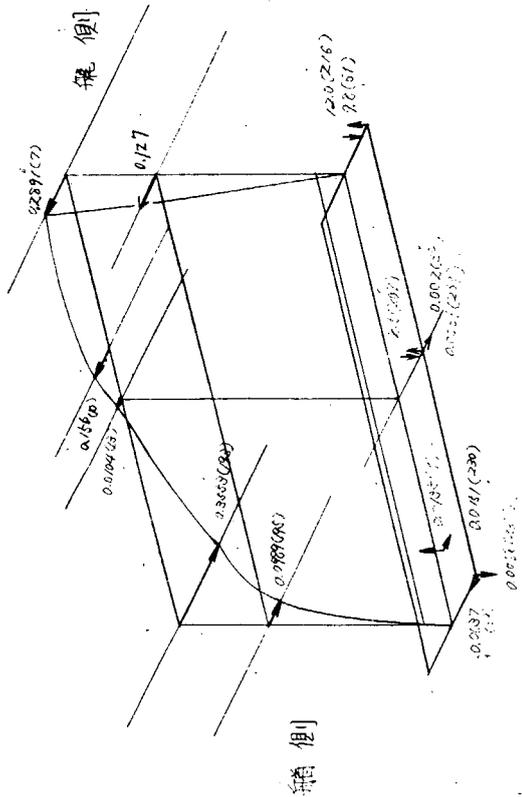


図 3.1.7.5 X形 606cpm (101 R/M × 6 次)

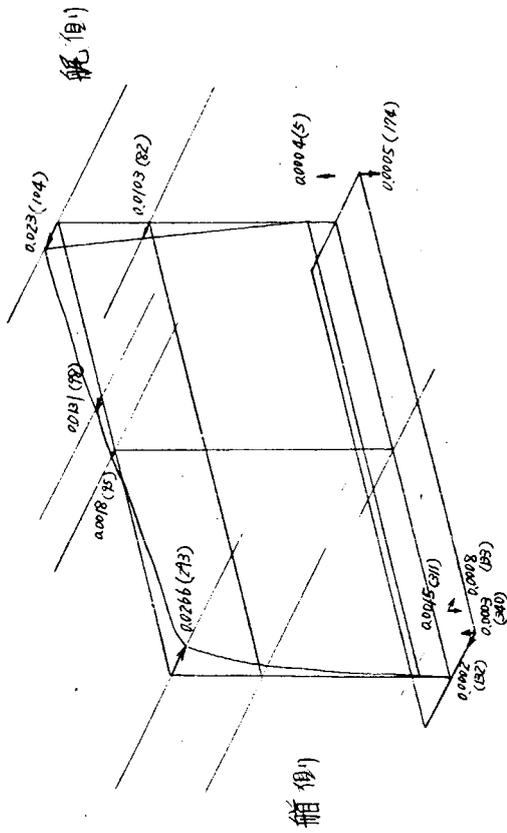


図 3.1.7.6 X形 606cpm (67.5 R/M × 9 次)

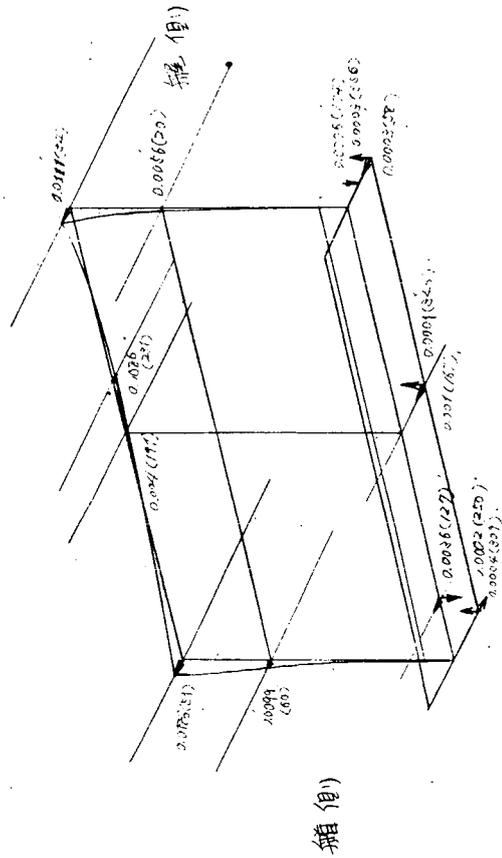
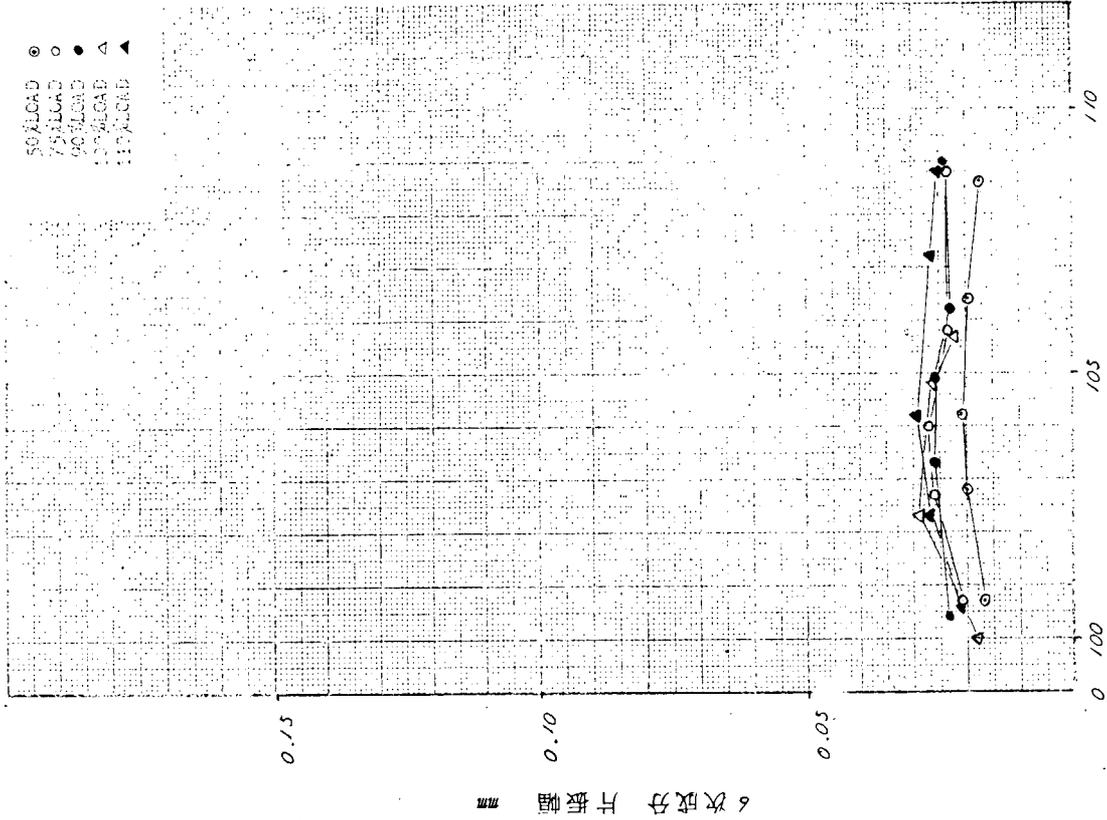


図 3.1.7.7 X形 1,164cpm (77.5 R/M × 15 次)

測定位置 / 方向 H



機関回転数 rpm

図 3.1.8 0 陸上運転時 トルク変更試験

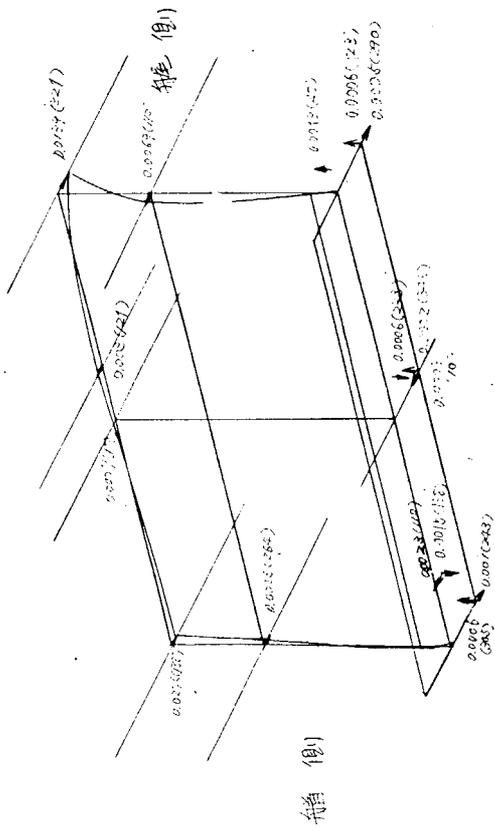


図 3.1.7 8 x 形 1,164 cpm (97 R/M x 12 次)

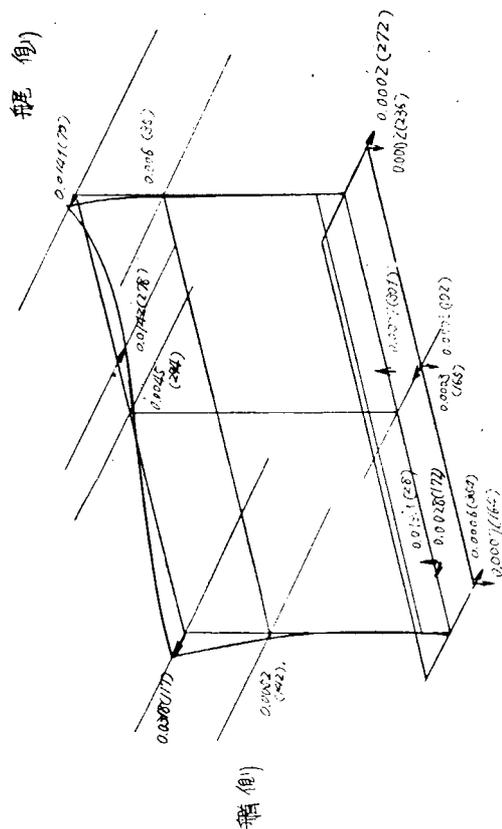


図 3.1.7 9 x 形 1,245 cpm (83 R/M x 15 次)

測定位置 6 方向 H

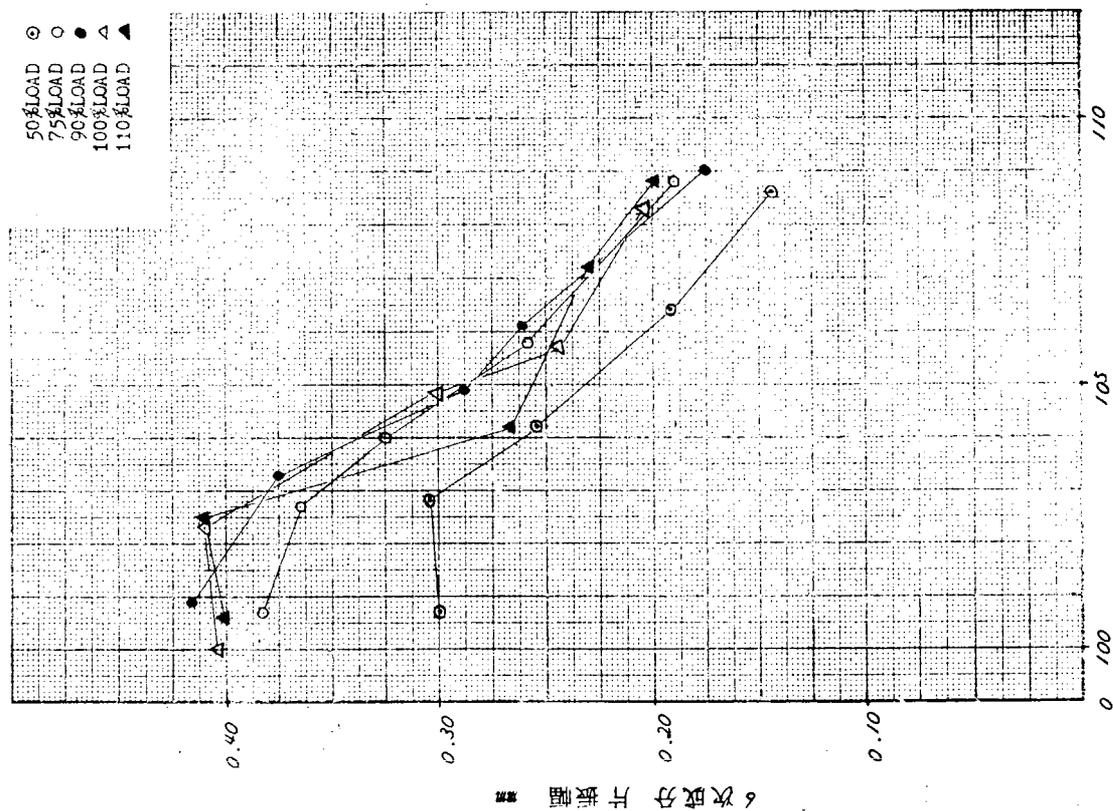


図 3.1.8.1 陸上運転時 トルク変更試験

測定位置 7 方向 H

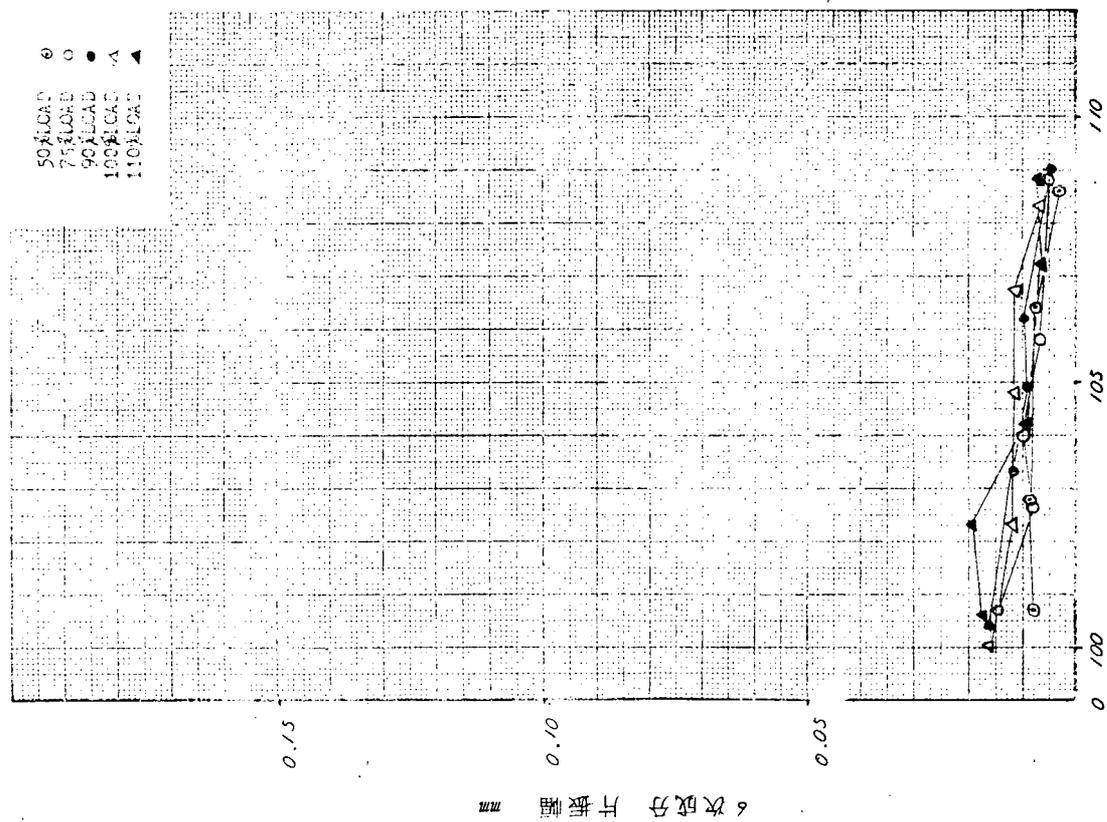
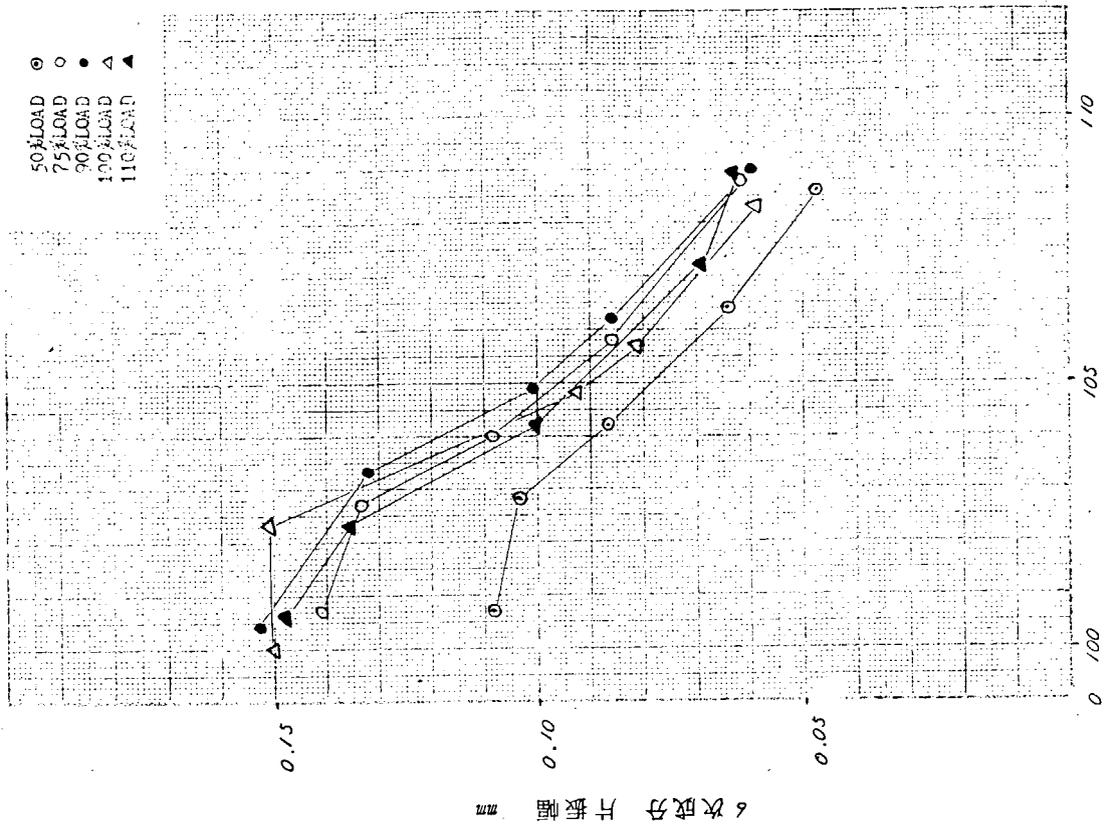


図 3.1.8.2 陸上運転時 トルク変更試験

測定位置 10 方向 H



測定位置 8 方向 H

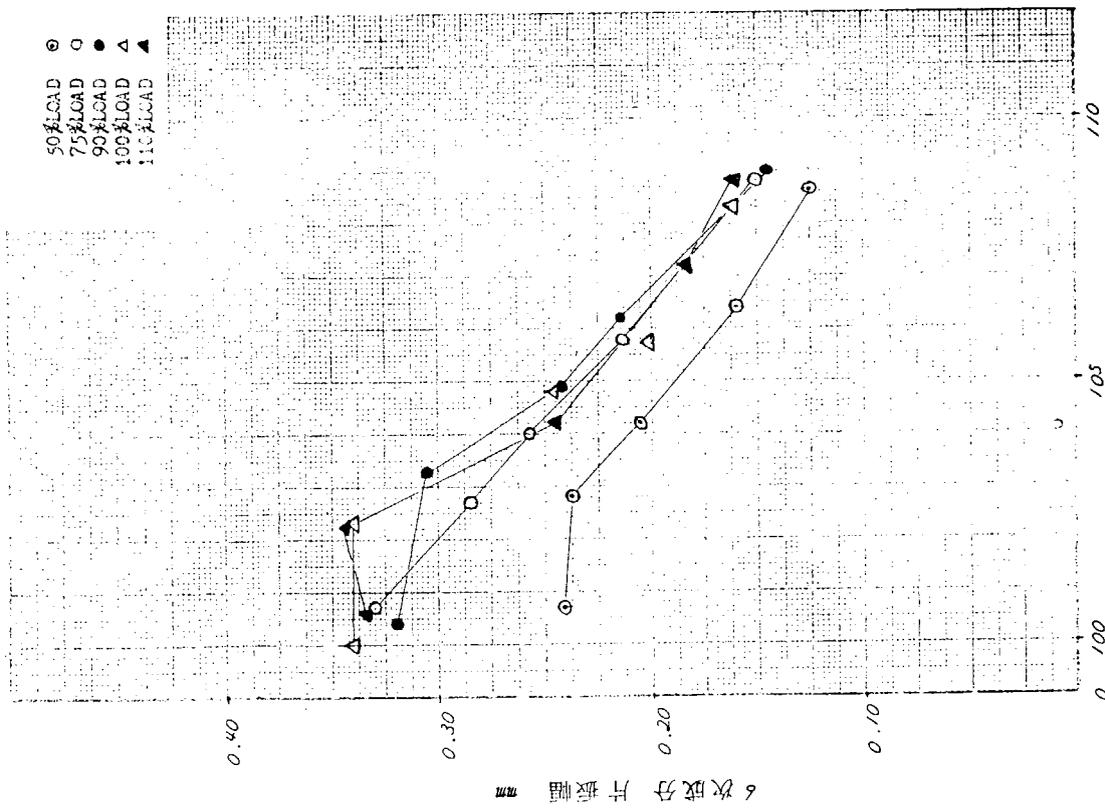


図 3.1.8.4 陸上運転時 トルク変更試験

図 3.1.8.3 陸上運転時 トルク変更試験

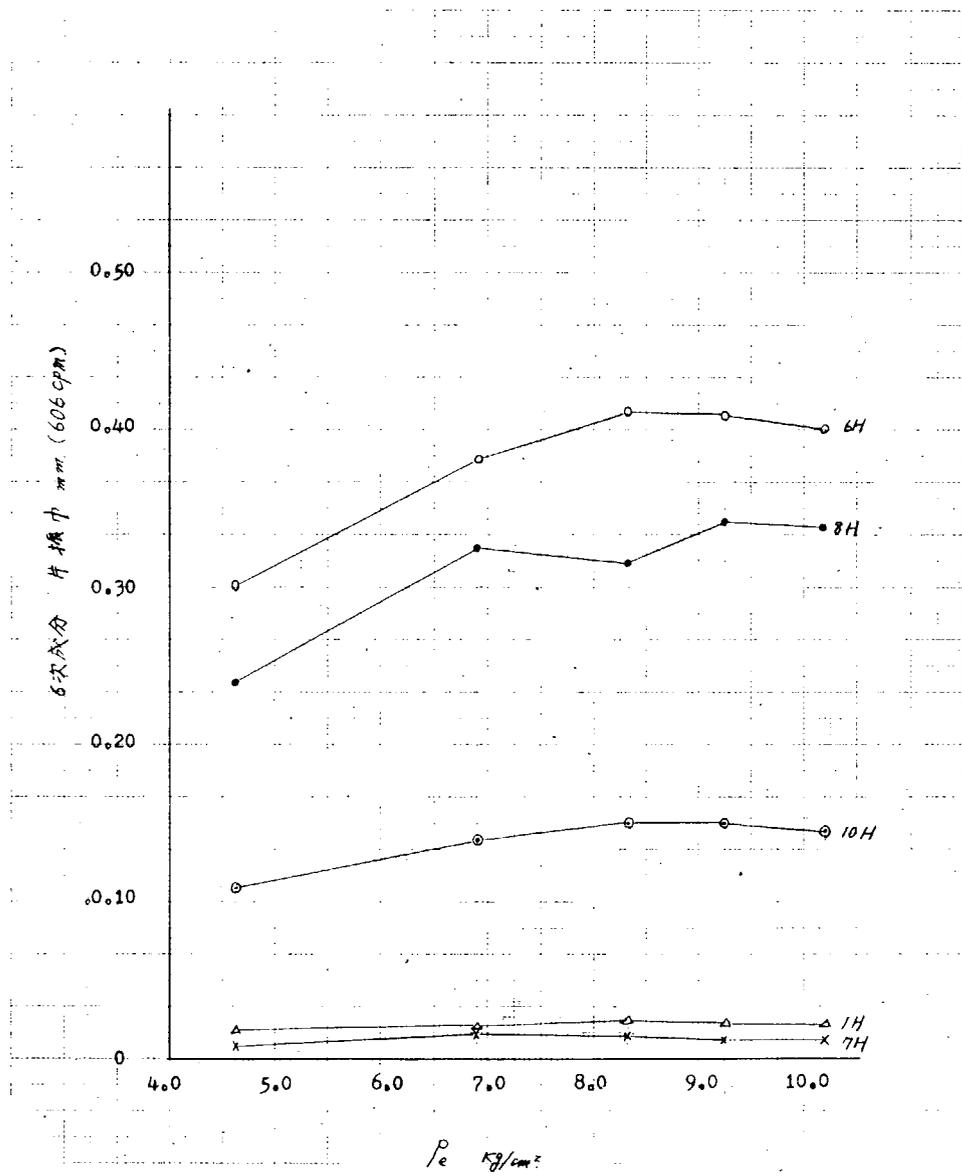


図 3.1.8 5 陸上運転時 トルク変更試験

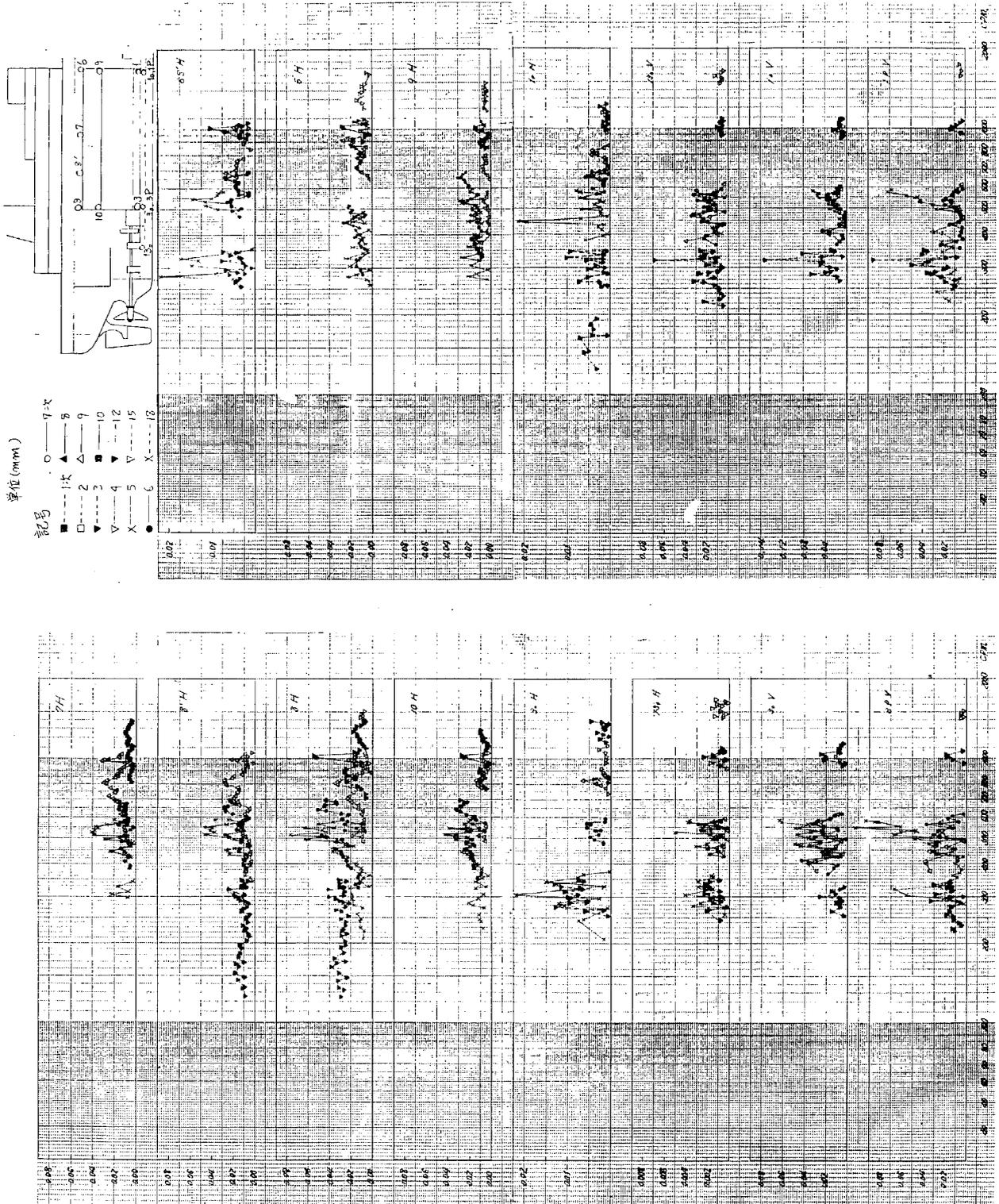
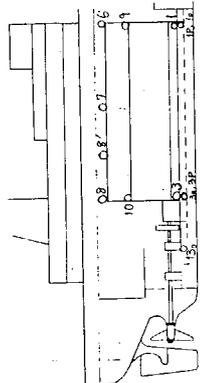


図 3.1.8.6 機関架構および機関室振動 (海上、半載・ブレーシング付)



単位 (mm)

- 記号
- — 7-X
 - ▲ — 8
 - △ — 9
 - — 2
 - ▽ — 4
 - X — 5
 - — 6
 - 10
 - 12
 - 15
 - 18

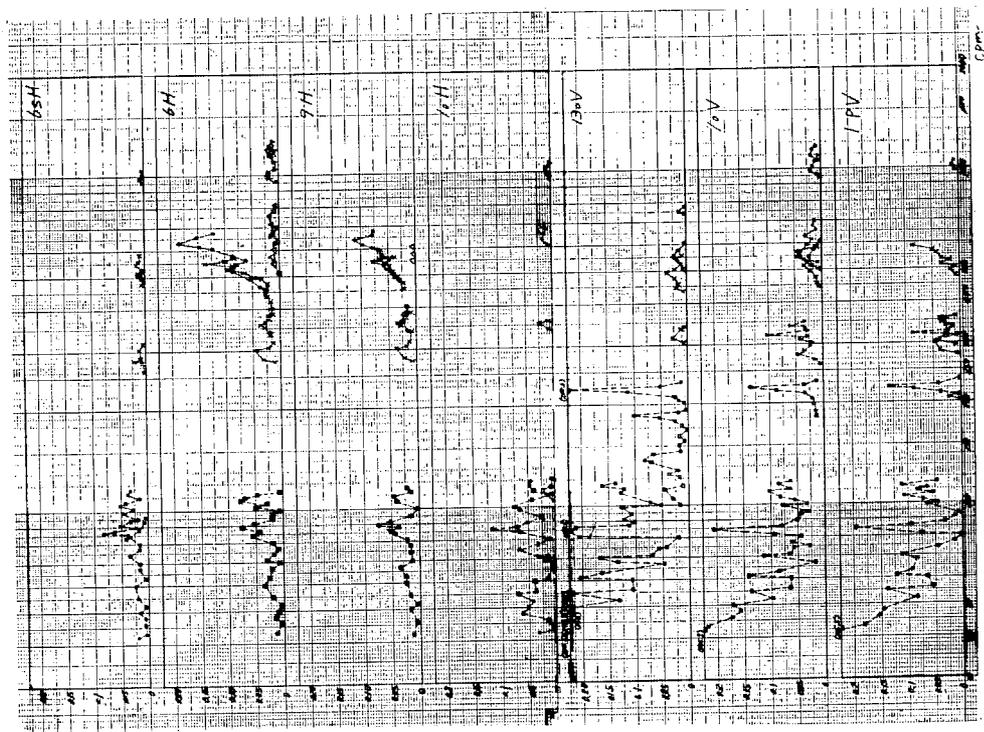
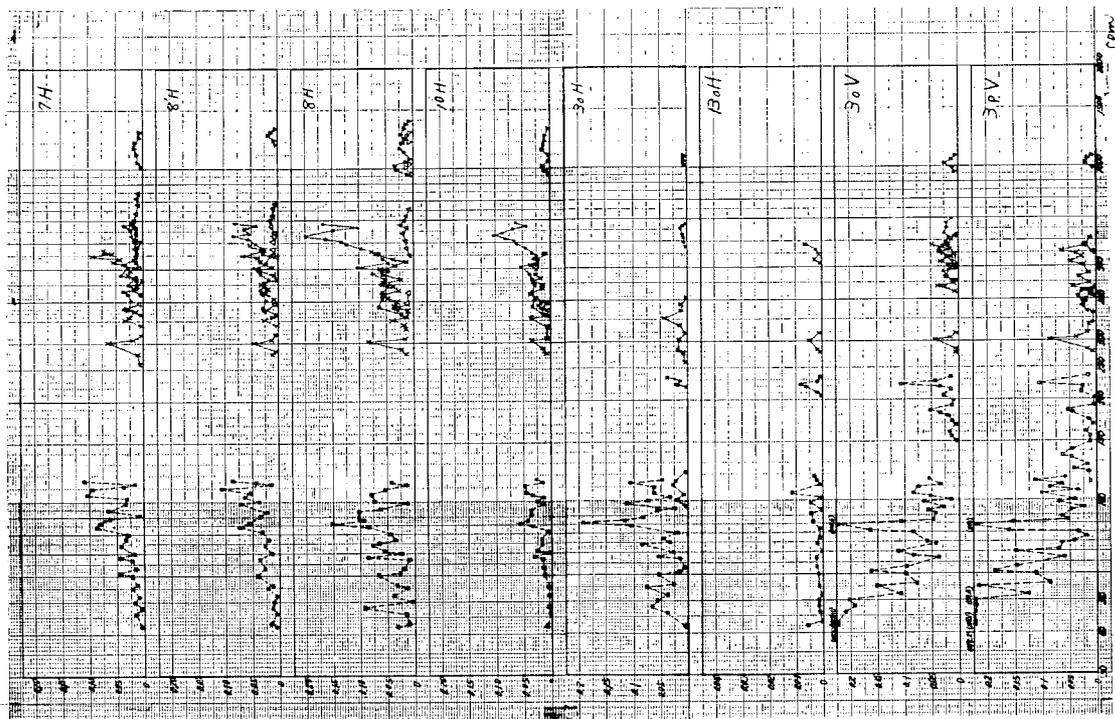
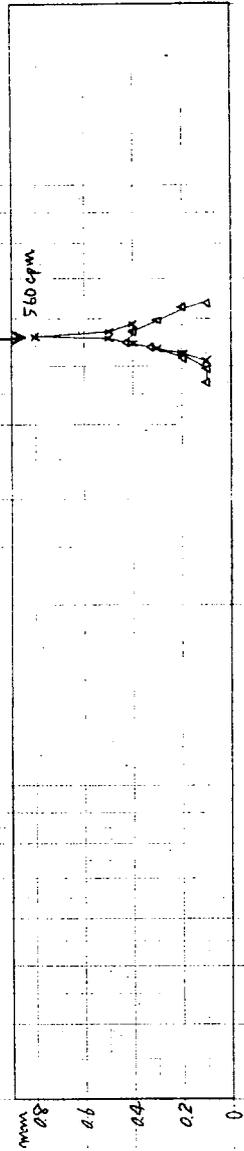


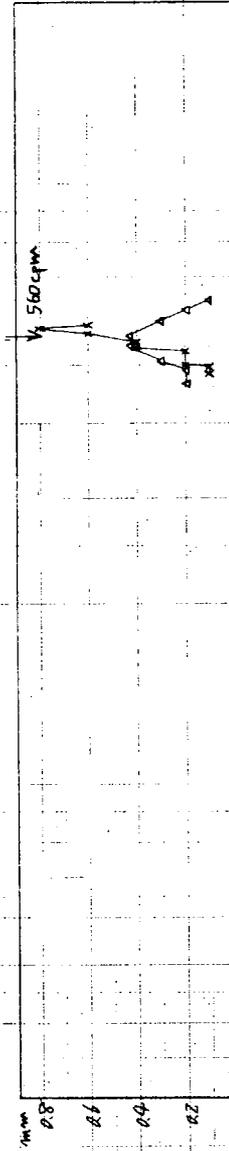
図 3.1.8.7 機関架構および機関室振動 (海上、半載・ブレーシング無)

記号
 X — 5次
 ● — 6次
 △ — 9次
 ▽ — 12次

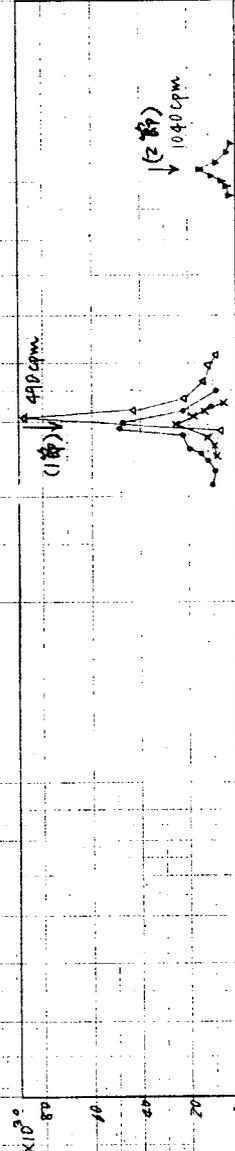
縦振動
 半載
 共振が無し



縦振動
 半載
 共振が付



横振動
 半載
 共振が無し



横振動
 半載
 共振が付

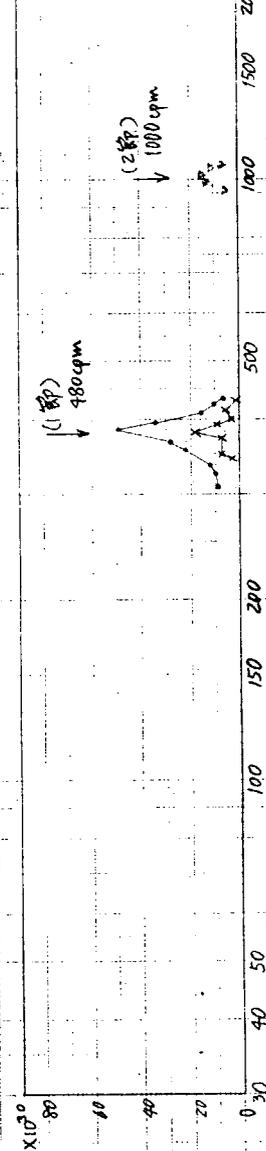
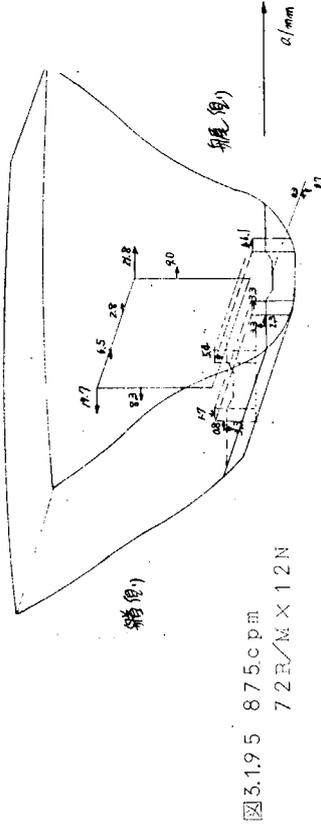
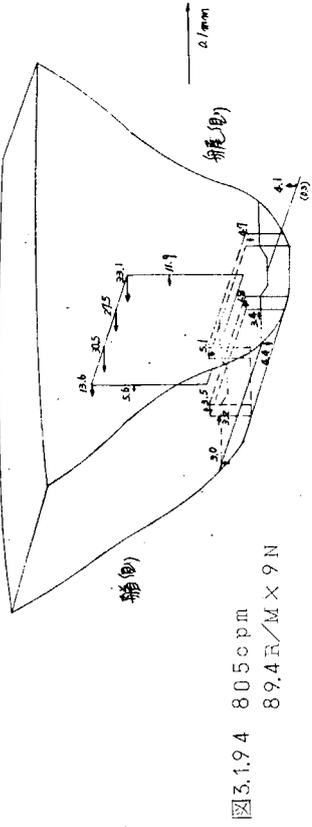
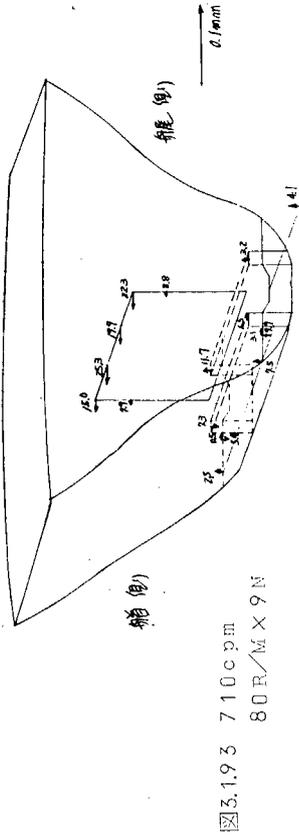
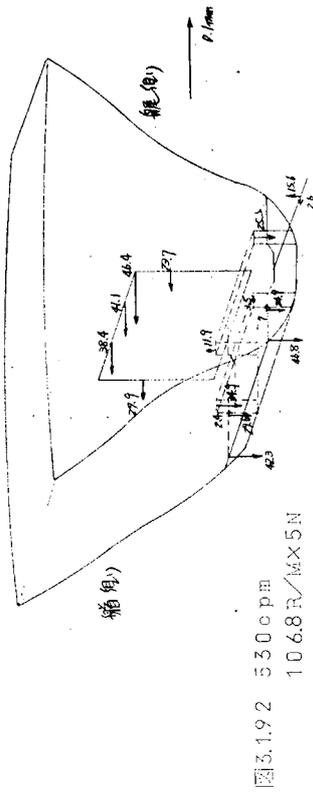
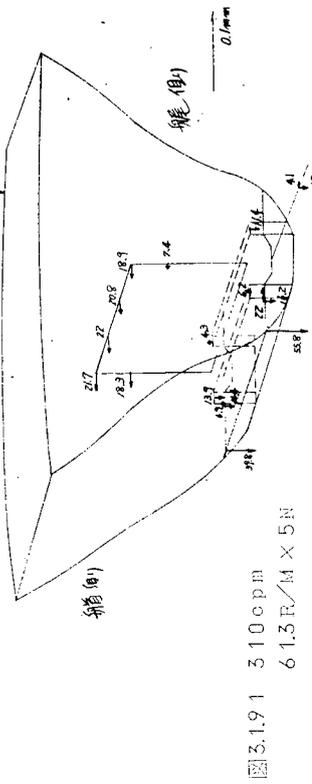
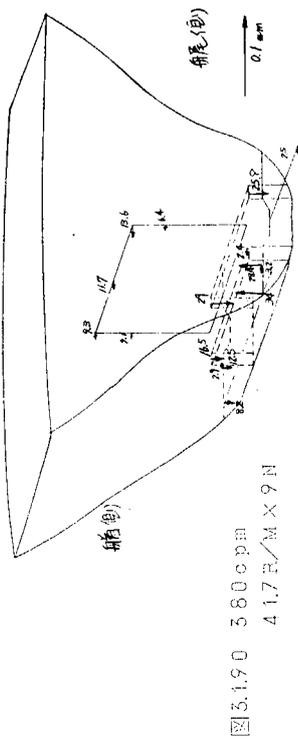


図 3.1.8 9 軸系振動

図 3.1.90 ~ 3.1.98

半載、ブレース付モード線図



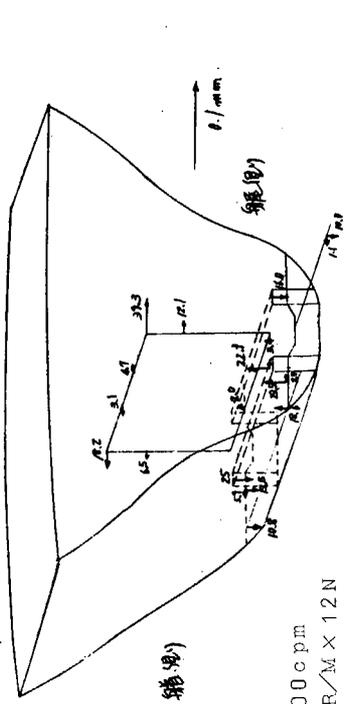


图3.1.105 1,000cpm
83R/M X 12N

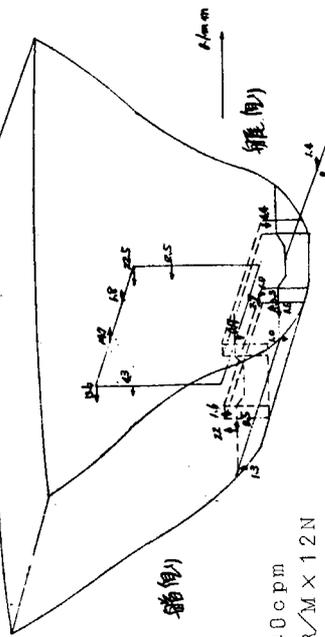


图3.1.106 1,140cpm
95R/M X 12N

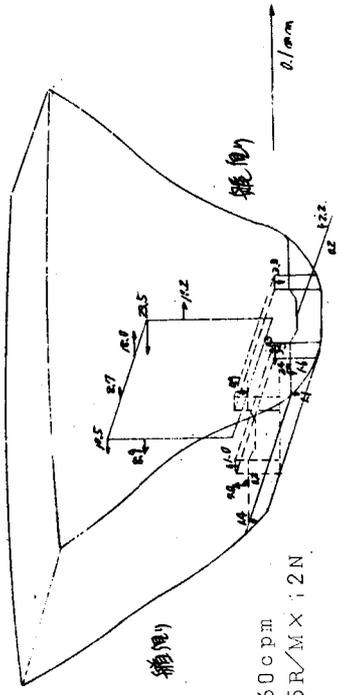


图3.1.107 1,260cpm
105R/M X 12N

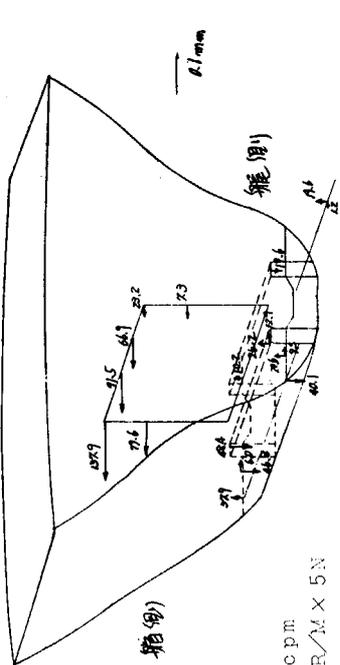


图3.1.102 550cpm
110R/M X 5N

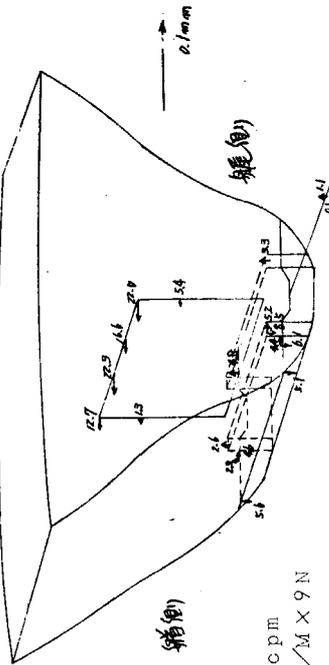


图3.1.103 680cpm
76R/M X 9N

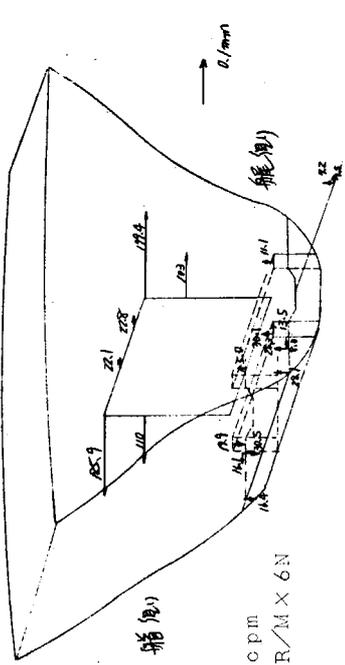
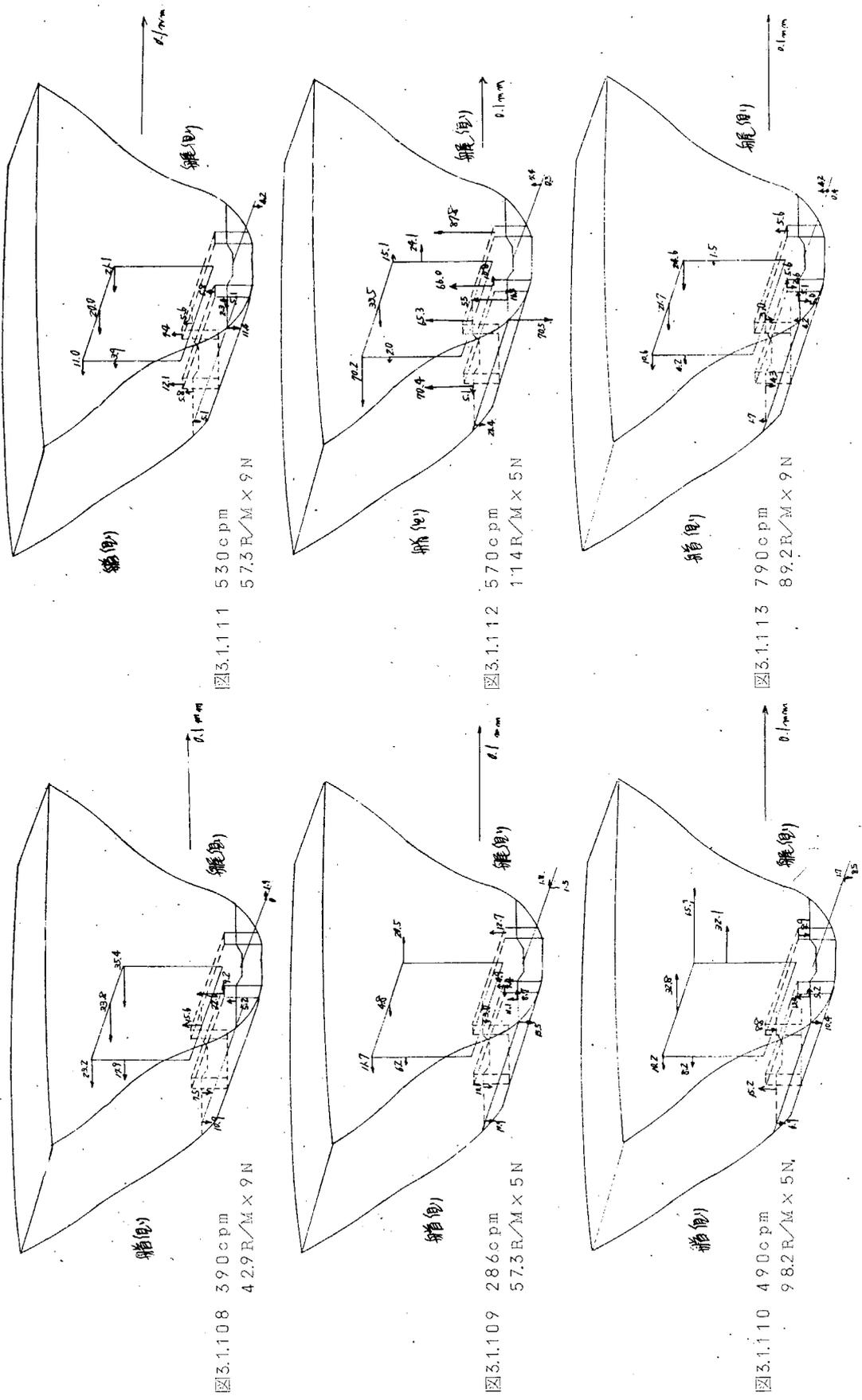


图3.1.104 630cpm
105R/M X 6N

図 3.1.108 ~ 3.1.117

溝取、ブレーシング無モード線図



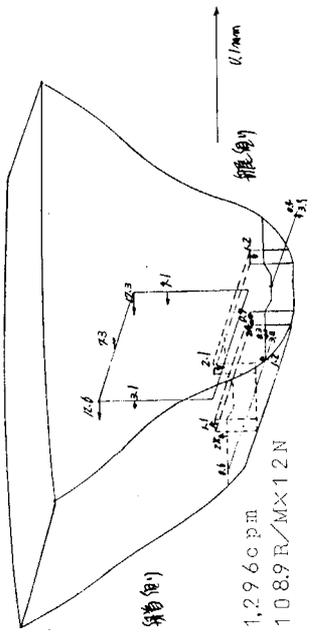


图3.1.117 1,296c.p.m
108.9R/MX12N

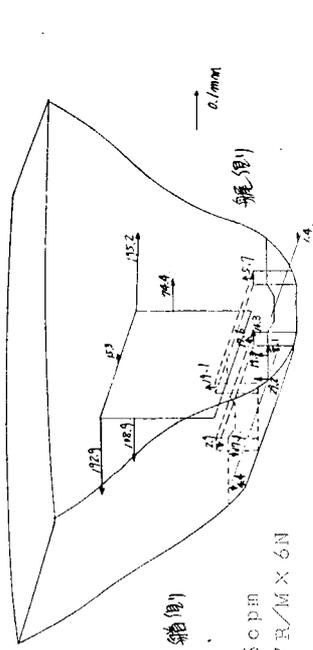


图3.1.114 645c.p.m
107R/MX6N

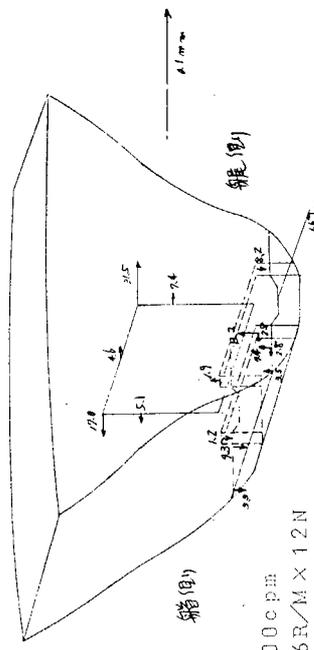


图3.1.115 1,000c.p.m
82.6R/MX12N

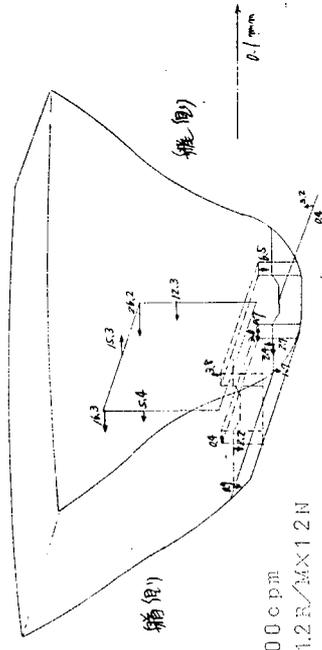


图3.1.116 1,200c.p.m
101.2R/MX12N

陸上運転時の機関架構横振動ピーク一覧表を表3.1.18に示す。

同表に示す結果はいずれも架構の固有振動であり、振動形態はオシロ上の波形およびその調和解析の結果より確認したものであり、きれいなピークがあらわれている。

特に101rpm×6次のピークは大きく、図3.1.73の共振曲線に示すように、首端では最大0.36mm（6次成分、片振幅、尾端ではそれが0.29mmと首端のほうが尾端の振幅より大きい形態の振動をしていることがわかる。このことはH形固有振動においても同じようなことがいえる。）

次に本機関と同一のS_M4123用主機の陸上運転時のピーク一覧表を比較のため表3.1.19に示す。

表3.1.19 S_M4123用主機横振動ピーク一覧表

固有振動体	振動形	固有振動数	回転数	次数	備考
架 構	H	495 cpm	55 rpm	9	固有振動
	X	654	109	6	"
		500	100	5	"
			83	6	

上表と今回の結果を比較するとH形固有振動は495cpmと一致しているが、X形については、S_M4123では654cpmと500cpmの二つの固有振動が現われていたのに対し、606cpmの一つになっている。今回計測された固有振動は、オールドアのボルトの締付力の減少に伴ない機関の剛性が以前のもより小さくなったため、それに運転定盤が異なつたために前回の固有振動数654cpmよりも低下したものである。一方、500cpmについては、今回の計測においても、また起振機実験でも固有振動として認められず、前回の500cpmは、ちょうど軸系縦振動0節の固有振動数が500cpmであり、軸系振動による強制振動とも思えるが、今後検討を要するものである。

次に陸上運転時機関のトルク変更試験を行ない、起振力の差による振幅の変化を、特に振幅最大値を示す101rpm附近より上の5種の回転数で計測を行なつた。

図3.1.80より図3.1.84に示すごとく、50%負荷相当の P_e ($P_e = 4.6 \text{ Kg/cm}^2$)では明らかに振幅は小さく、101rpmで $P_e = 9.3 \text{ Kg/cm}^2$ の時、首端で約0.4mmのものが、 $P_e = 4.6 \text{ Kg/cm}^2$ では0.3mmとなつている。これは、各計測点共通のことであり、また、 $P_e = 6.9 \sim 10.2 \text{ Kg/cm}^2$ に変化させると振幅の変化はやや増加の傾向にある。

このことは、図3.1.85の P_e -片振幅（固有振動数をパラメーターとして）のグラフよりも明らかである。（この場合、7H点の振幅の小さいのは、606cpmがX形振動形の固有振動であるため）

図3.1.85に示す傾向で一部トルクの増加に対し、振幅減少の点が表われているが、これはトルクハーモニックスの傾向と一致している。

(b) 海上運転

(i) 共振点

ピーク一覧表を表3.1.21に示す。

(1) 半減・ブレーシング付

ブレーシングが付いているので振動振幅はかなり小さく、また、共振点もブレーシング無しの状態より判然としなないが、オシロ波形およびその解析結果により、ほぼ次のとおり確認された。

(1-1) H形振動

共振点は5個所に認められる。

310 cpm の共振点は、明らかに船体振動から来たものであり、これはモード線図からも判定し得る。^{*1)}
主成分は5次である。

380 cpm、軸系振動のレゾナンスカーブ(図3.1.8.9)からわかるように、1節ねじり振動固有振動数380 cpmと一致しており、これに起因している。

530 cpm、船体振動による。軸系縦固有振動と近接している。

710 cpm、これは架構の固有振動数と考えられる。次の805 cpmにも9次の共振点があり、同様にH形の振動形を示しているが、3。および1。の水平方向(二重底上)成分にも9次のピークがあるので、船体側との連成によるものとし、^{*2)}710 cpmを機関架構の固有振動数とした。

805 cpm、前記の理由により、船体側から来たものである。

(イ-2) X形振動

875 cpm、オシロ上、レゾナンスカーブでもきれいなピークを示しており、機関架構の固有振動数である。

1,000 cpm、軸系2節ねじり振動数と一致している。ねじり振動の2節モードからも、本船はAft Shipであるため、X形の振動を誘起している。

(イ-3) x形振動

1,275、1,425 cpm、ともに機関架構の固有振動数であり、明瞭に確認される。

(ロ) 半載・ブレーシング無

(ロ-1) H形振動

300 cpm、船体振動から来ているもので、5次の共振点が、レゾナンスカーブにはつきり現われている。

380 cpm、軸系1節ねじり振動による強制振動である。

355 cpm、船体の、特に水平方向の振動からきている。

550 cpm、船体5次、9次振動が大きく現われており、このときは、軸系縦振動の共振点と一致している。したがって、縦振動が船体振動を誘起していると考えられる。また、架構固有振動もこの付近で一致している。

680 cpm、(イ)の805 cpmに相当している船体からの振動である。

(ロ-2) X形振動

630 cpm、機関架構の固有振動数で、非常に顕著なピークを示している。6次成分が主で、共振時土0.2mmの振幅になっている。

1,000 cpm、軸系2節ねじり振動数と一致しており、これによる強制振動である。

*1) 本報告書では、たびたび“船体振動”といういい方を用いるが、機関室まわりの計測データだけでは船体全体の振動形までは確認できないのが普通である。

したがって、計測した範囲内で、船体側、つまり二重底まわりの振動の様相を見、船体側の振動が主であるというものについて、“船体振動”による、という表現の仕方を行なっている。

*2) *1)とも関連するが、機関架構の振動は、船の二重底上に据え付けたという条件のもとで考えられる。このことから、架構振動と船体振動とが、厳密に区別はできないはずであるが、船体全体と機関架構とは、本来別個の振動をすると考えても、構造的、また、大きさの差からいっても、差しつかえはない。

したがって、本報告書では、プロペラ起振による船体の振動が二重底を通して機関に伝わり機関を振動させるものを“船体振動”から来ているとし、また、二重底上の機関が、変動トルクにより起振されて振動を生じ、これが船体に伝わるのを“架構振動”と定義した。この判定は、*1)にも述べているように、主に二重底上の振幅および架構のモード線図によっている。

(ロー3) x形振動

1,140, 1,260 cpm. とともにx形に対する機関架構固有振動数で、振幅の値は小さいが、顕著なピークが認められる。

(ハ) 満載・ブレーシング無

(ハ-1) H形振動

286 cpm. 二重底の上下方向に小さなピークがあり、(5次成分)これによる共振と考えられる。

390 cpm. (イ)、(ロ)と同様に、軸系1節ねじり振動による強制振動である。

490 cpm. 船体(二重底)の5次の振動によるもので、かなり大きい。モード線図から見ると、完全なH形振動は呈しておらず、船体振動の節の位置が、かなり機関に近いものと推定される。

530 cpm. 船体側に特別な傾向も認められず、機関架構の固有振動数である。

570 cpm. 船体の5次の振動による。上下方向でかなり大きな値である。これも軸系縦固有振動数に極めて接近しており、その影響がある。

790 cpm. (イ)の805 cpmと同類であり、530 cpmの架構固有振動数と判別し難いが、二重底上の振動の様子がそろうていること、および架構固有振動数としては少し高すぎることから、なんらかの船体振動によるものと推定した。

以上、各固有振動数の説明であるが、本船の場合、共振点が明瞭ということは、一つの特徴であろう。

軸系ねじり振動による強制振動、および縦振動から増大される船体振動による架構振動は、おのおのの共振点にて、はつきりその傾向が認められている。

船体振動によるとしたものは、全て、二重底上の振動から確認したもので、船体全体としてのいかなる振動モードによるかということについては、はつきりわかっていない。

モード線図は共振位置に最も近い計測回転数の所で求めているが、共振点から少々ずれているものもあり、その場合は位相角があまりそろうていない。これは、共振点前後で位相角が急激に変化する傾向にあるためである。

次に各状態における固有振動数の変化を観ると、図 3.1.118 のとおりである。ここには機関架構の固有振動についてのみ示している。

半載では、ブレーシングの有無による変化がわかるが、それぞれ150~200 cpm ほど、ブレーシングを外すと減少している。

ブレーシング無での半載と満載の変化は、Xおよびx形では満載のほうがいく分高く、H形では低くなる傾向である。ブレーシング無の状態なので半載、満載の影響として最も大きいのは、二重底の剛性の変化であり、H形が低くなるのは満載では上下方向の剛性が下ること、また、X, x形が高くなるのは、左右方向(ねじり)に対する剛性が上がる傾向にあるためと推定される。

これまで計測した船について、この傾向を見ると、必ずしも一致していない。984-VT2BF-180搭載船(昭和41年度)では満載のほうが低く、1284-VT2BF-180搭載船(昭和42年度)では満載でH形は高く、X, x形ではいく分低目に現われている。

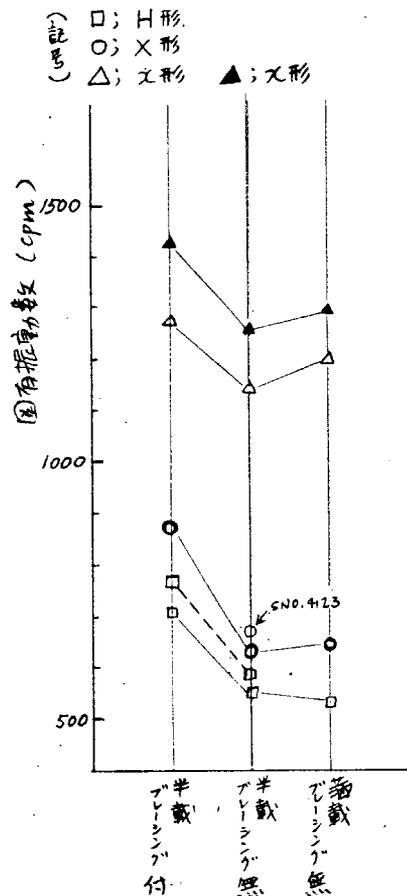


図 3.1.118 各状態における、H, X, x形架構固有振動数の変化 (.....は、S.4123の記録)

これは船体構造によつて二重底まわりの剛性の変化が異なるため、半載、満載、いずれかの結果をもつては、他方を推定し難いということを示している。

振動振幅については、ブレーシングの効果はつきり認められる。6次のX形振動はほとんど押えられているが、ブレーシングを通して船体5次の振動が機関架構に伝わり、いく分大きな値を示している。しかし、船体のブレーシング取付け位置がかなり剛性の高い所なので、実質上問題とはならない程度で収まっている。

(ii) 同形機関搭載船との比較

昭和41年度に、今回と同形の機関を搭載したS.4123について総合振動計測を行なつている。ここで、同形機関搭載ということで両者の測定結果を比較検討する。

本測定船(S.4182)と昭和41年度計測船(S.4123)について、機関室まわりの横断面を比較すると図3.1.119のとおりである。

S.4123の船体の仕様を示すと、次のとおりである。

L × B × D	;	240.0 × 32.0 × 18.9 m
△満載(計画)	;	92,170 LT
喫水、トリム満載(計画)	;	FORE 13.98 m, AFT 13.98 m, トリム 0
プロペラ直径/翼数	;	6,500 mm / 5
C _b 値、機関位置	;	0.841, AFT
艀形状	;	Without Shoe Piece

本計測船のほりが、船体は大であるが、断面の構造は、両者とも大差はなく、ブレーシング取付け位置も、ともに、船体の丈夫な所である。S.4123のレゾナンスカーブを図3.1.120, 3.1.121, 3.1.122、ピーク一覧表を表3.1.22に参考として示す。

レゾナンスカーブより比較すると、振幅の傾向はほぼ一致していると見てよい。前回は、半載および満載のブレーシング付と、半載のブレーシング無について測定しているので、満載での比較はできない。

また、前回は、H形およびX形の一部で共振点を確認されていない。H形、X形ともに比較すると、前回S.4123のほりが、約50 cpm 高いと考えてよい。ねじり振動2節による強制振動は、ほとんど同一である。

H, X形で確認されている点を図3.1.118に記入している。この50 cpm たらずの差は、主機関が同一であつても船体条件により変わり得るもので、特に今回の測定船は前回よりいく分大形であるため、下り気味の傾向になつたものと推定される。

(iii) 軸系振動との関連

軸系ねじりおよび縦振動は、図3.1.89に示すとおりで、固有振動数は表3.1.20に示す。

表3.1.20 軸系振動ピーク一覧表

項 目	状 態	半載・ブレーシング付	満載・ブレーシング無
		縦 振 動	560 cpm
ね じ り 振 動	1 節	480	490
	2 節	1,000	1,040

すべての状態で、縦固有振動共振点付近で、大きな船体上下振動が見られる。これは推力軸受を通して推力変動が船体振動を増大させるものであるが、船体振動モードの、どこに推力軸受が位置するかによつて、傾向は変わる。つまり、モードの節に位置すると影響は小さく、腹では増大される。

ねじり振動による強制振動も1節、2節のモードにより、おのおのH形、X形の振動形を誘起している。

表 3.1.2.1 海上運転時ビークロー一覧表

状態 振動形	半載・ブレッシング付				半載・ブレッシング無				満載・ブレッシング無			
	固有振動数 (cpm)	回転数 (RPM)	次数	備考	固有振動数 (cpm)	回転数 (RPM)	次数	備考	固有振動数 (cpm)	回転数 (RPM)	次数	備考
H	310	62	5	船体振動	300	60	5	船体振動	286	57	5	船体振動
	380	42	9	ねじり振動	380	43	9	ねじり振動	390	44	9	ねじり振動
	530	106 59	5 9	船体振動 軸系統振動	355	71	5	船体振動	490	98	5	船体振動
	710	79	9	架構固有振動	550	110 61	5 9	船体振動 軸系統振動 架構固有振動	530	59	9	架構固有振動
X	805	89	9	船体振動	680	76	9	船体振動	570	114	5	船体振動 軸系統振動
	875	72	12	架構固有振動	630	105	6	架構固有振動	645	107	6	架構固有振動
	1,000	84 66	12 15	ねじり振動	1,000	83	12	ねじり振動	1,000	83	12	ねじり振動
	1,275	107	12	架構固有振動	1,140	95	12	架構固有振動	1,200	101	12	架構固有振動
	1,425	95	15	"	1,260	105	12	"	1,296	109	12	"

表 3.1.2.2 S.4.1.2.3 海上運転時ビークロー一覧表 (参考)

状態 振動形	半載・ブレッシング無				半載・ブレッシング付				満載・ブレッシング付			
	固有振動数 (cpm)	回転数 (RPM)	次数	備考	固有振動数 (cpm)	回転数 (RPM)	次数	備考	固有振動数 (cpm)	回転数 (RPM)	次数	備考
H	585	65	9	架構固有振動	765	85	9	架構固有振動	567	63	9	架構固有振動
	675	75	9						730	81	9	架構固有振動
X	670	112	6	架構固有振動					660	110	6	架構固有振動
	980	82	12	ねじり振動 (2節に近い)	996	83	12	ねじり振動 (2節に近い)	980	82	12	ねじり振動 (2節に近い)

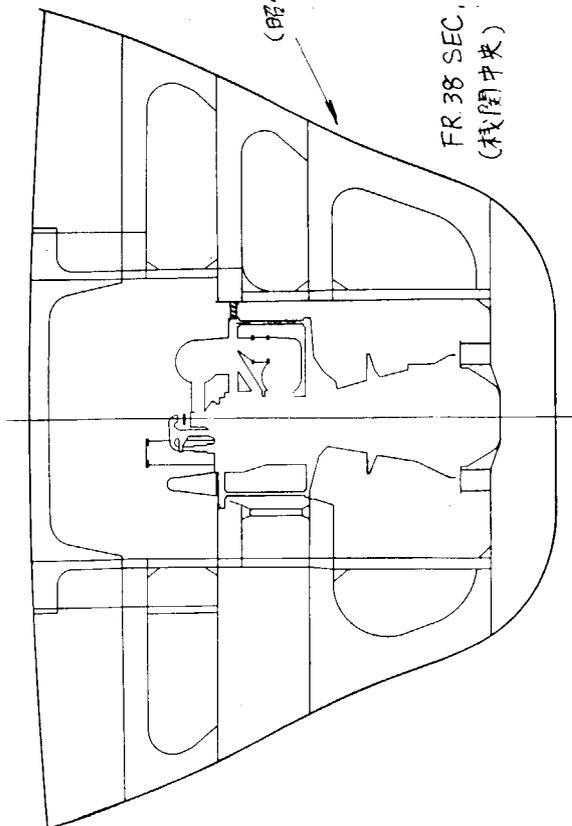
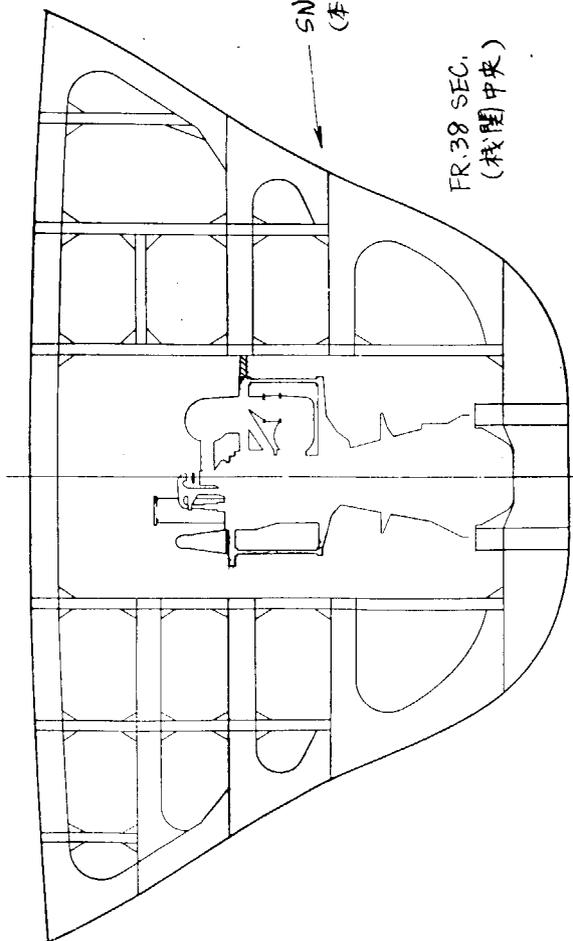
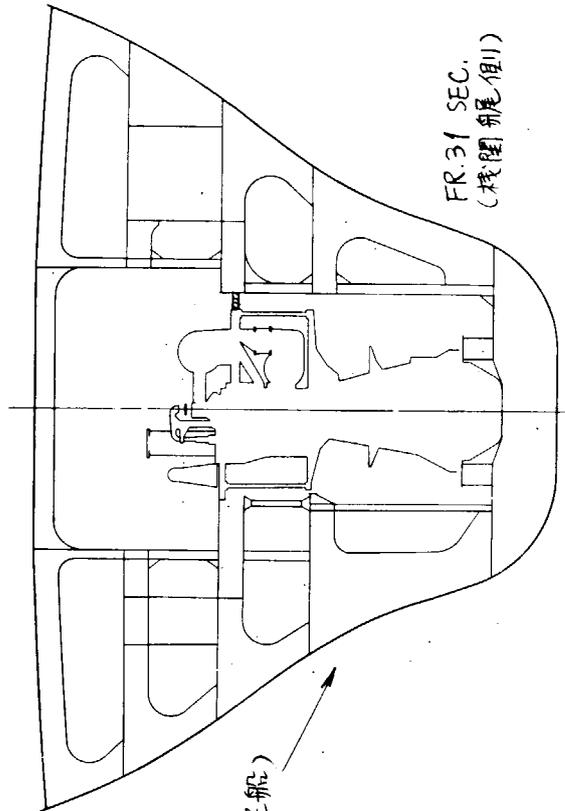
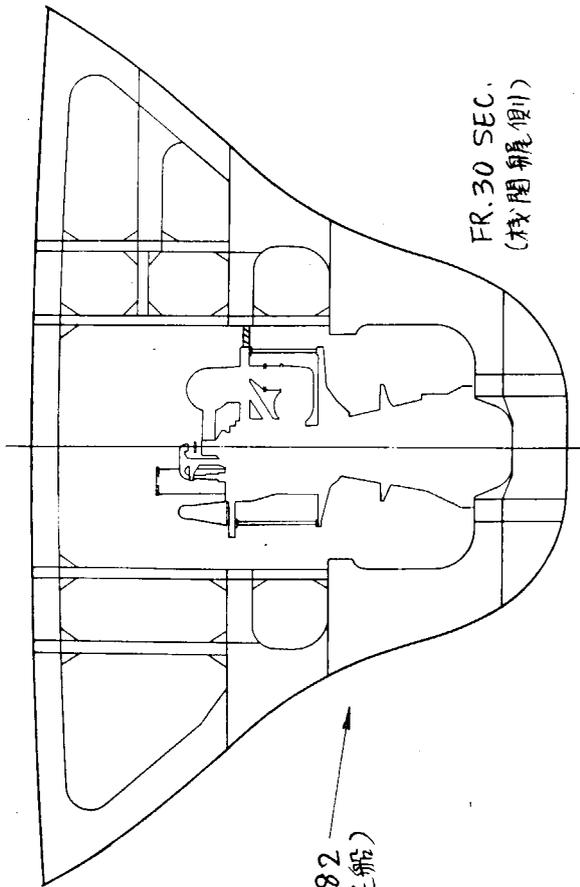


図 3.1.1.19 S.4182, S.4123 船体機関室横断面比較図

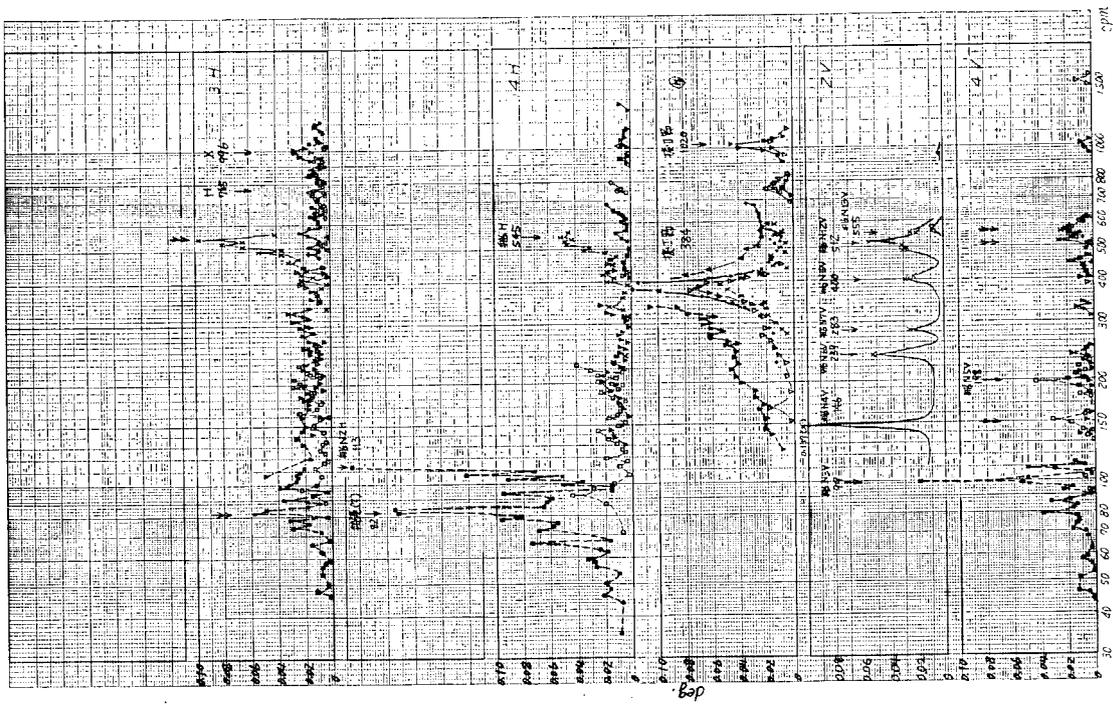
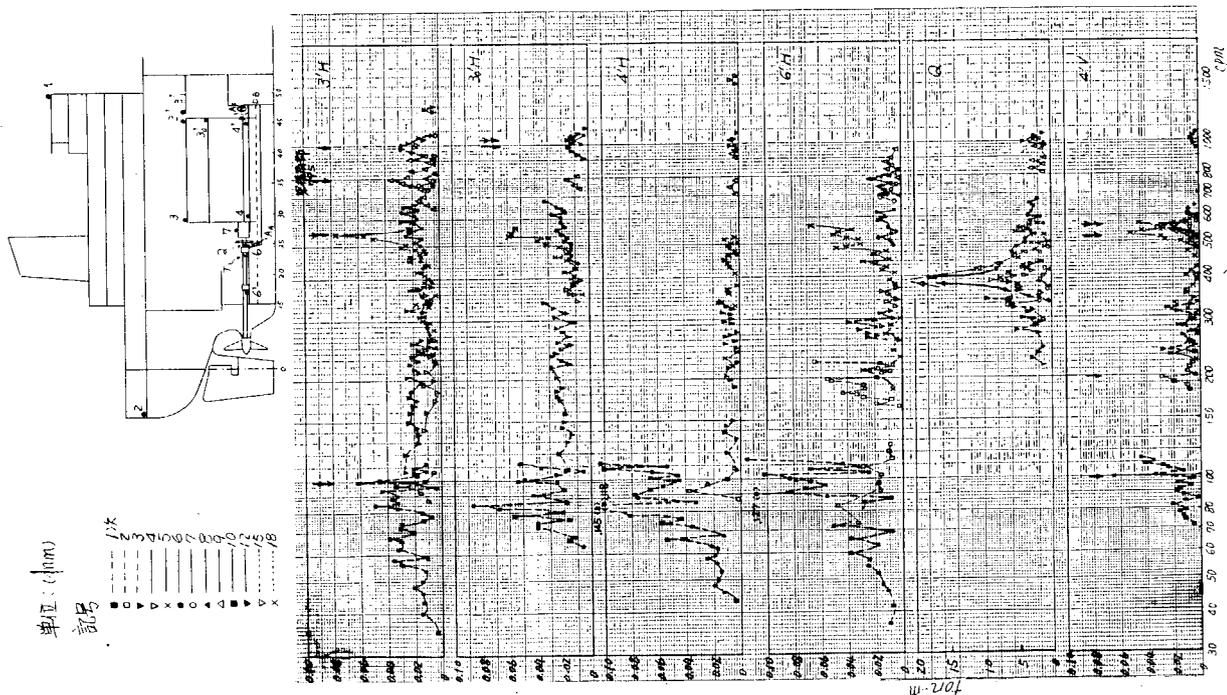


図 3.1.1.2.0 機関架構振動と船体振動の関係 (半載、ブレンシング付き)

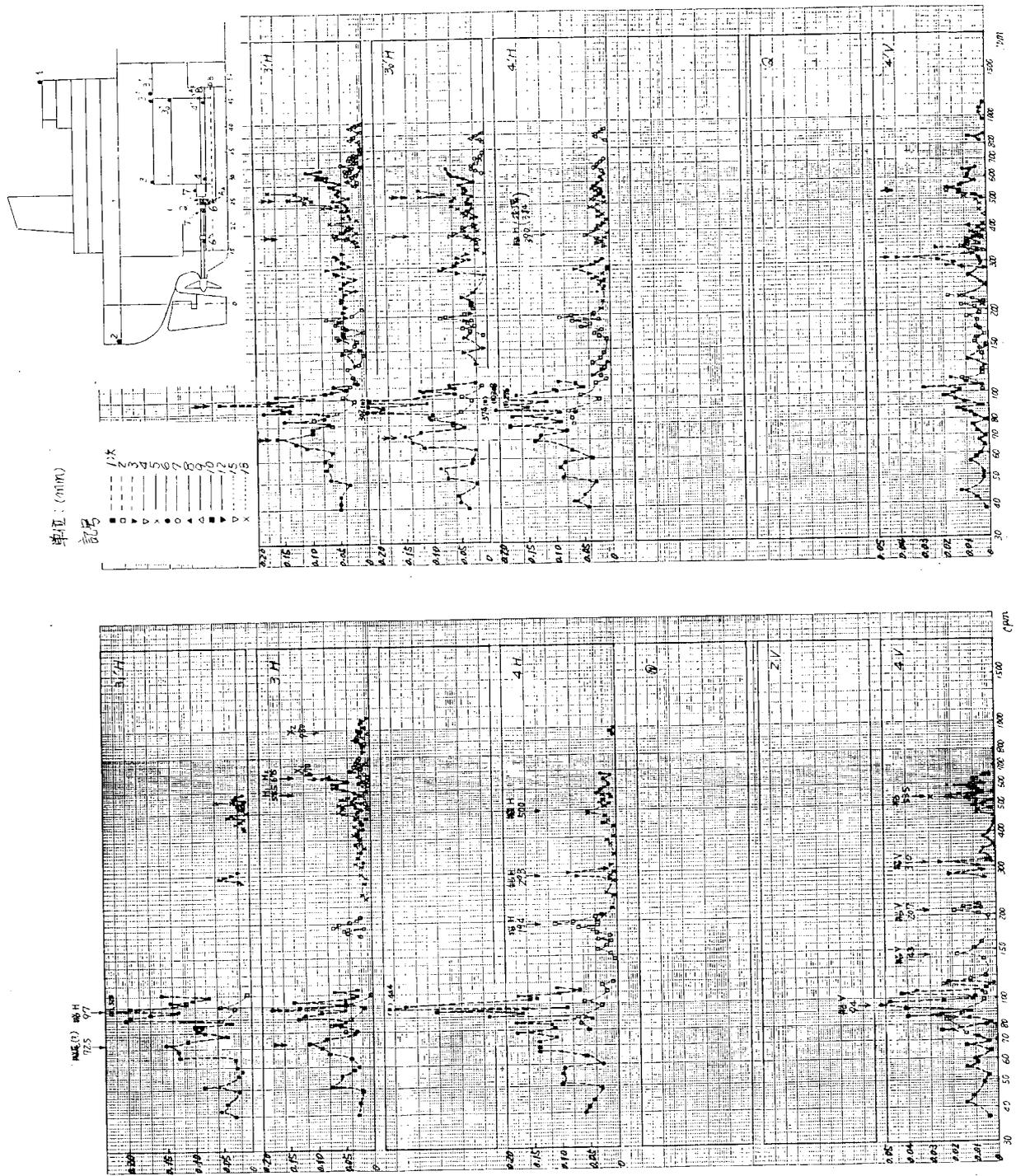


図 3.1.1.2.1 機関架構振動と船体振動の関係 (半載、ブレイシング除去)

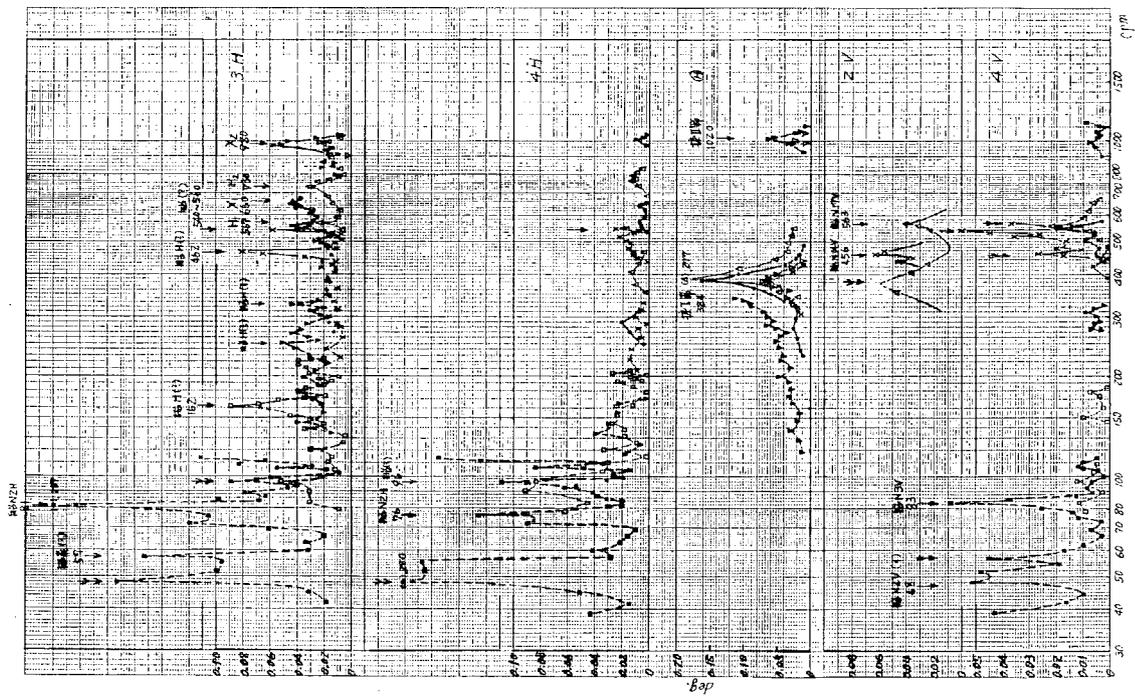
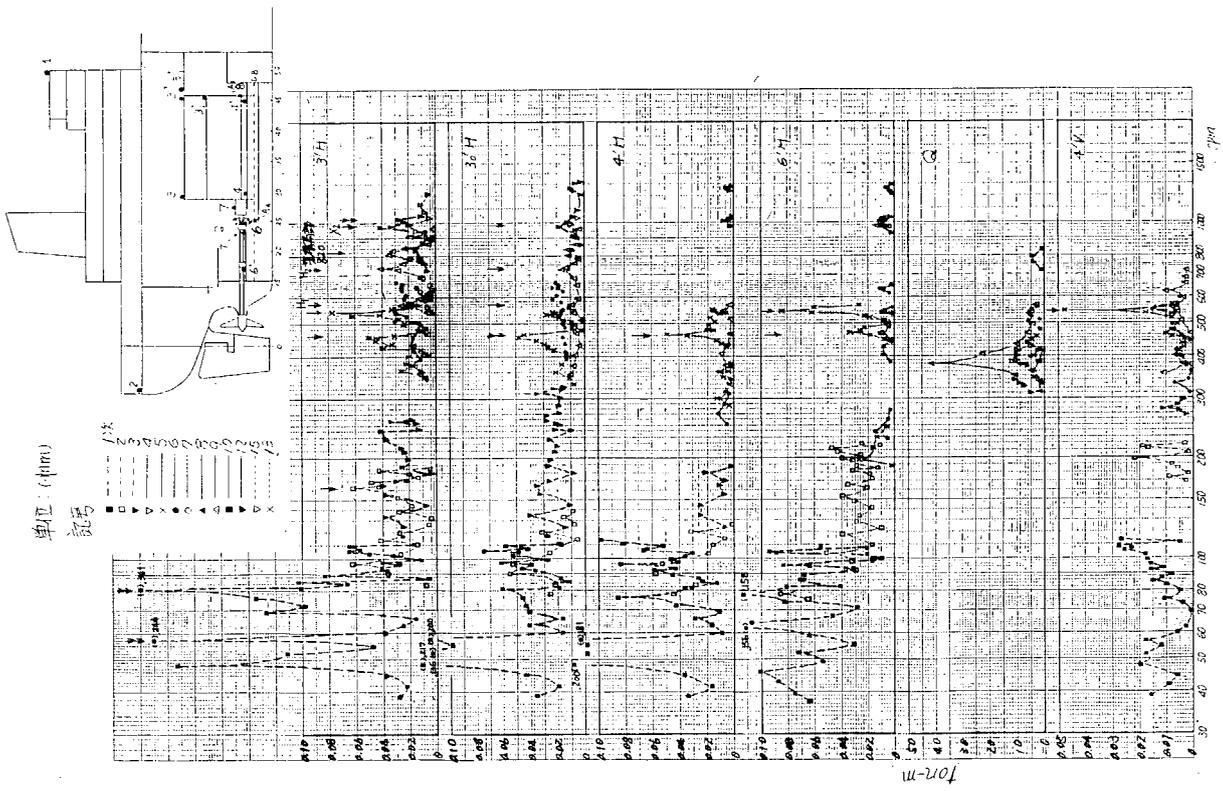


図 3. 1. 1 2 2 機関架構振動と船体振動の関係 (満載、ブレーシング付き)

(6) 結 言

今回の計測結果により確認された点は、次のとおりである。

- 1) 半載と満載、およびブレーシングの有無という条件の違いによる振動形の変化は明確であるが、その傾向は、各船の船体条件などにより必ずしも一定ではない。
- 2) 船体のブレーシング取付け部が本船のように剛である場合は、振動防止に対して、ブレーシングの効果は大である。しかし、船体振動の影響が現われ易く、場合によつては注意を要する。
- 3) 軸系振動は機関架構に大きな影響を及ぼす。特に縦振動は船体の上下振動を増大させる傾向がある。(本船の場合は顕著であつたが、推力軸受の船体振動モードに対する位置関係により影響の小さい場合もある)。
- 4) 陸上運転時に行なつた P_0 変更試験の結果、共振点の振幅は、ほぼその共振次数のトルクハーモニクスに比例している。

3.1.3 総括的検討

(1) 起振実験結果と運転時測定結果との比較

機関を陸上運転定盤上に据え付けて運転を行なつたときの振動測定および同状態での機関起振実験を行ない、また、同機関を船に搭載したときに同様の実験を行なつたが、これらの結果を比較してみると起振実験結果と機関運転時測定結果との間に多少の違いが現われ、起振実験結果より分るよう起振力によつて固有振動数ならびに振幅が異なる。このことは、機関が1個の弾性体でなく、個々の弾性部品がボルト締めされた状態にあり、非線形振動をしているためと思われる。

ここでは、起振力に対する機関の固有振動数ならびに共振時の振幅について運転時結果と起振実験結果とを比較してみる。

まず、本機関の運転時におけるH形およびX形振動の起振力であるが、この場合、機関は9 Cyl.であるため、H形振動の起振偶力は9次が考えられ11 t-mであり、また、X形振動の起振偶力は6次が最も大きく、27.5 t-mであるから、機関の高さを8.9 mとすると、H形振動の起振力は1.24 ton ; X形振動(6次)の起振力は3.09 ton となる。

(a) 陸上実験時

陸上運転時におけるH形共振振動の機関中央部の振幅は0.024 mmであるから、単位力当りの振幅は0.019 mm/tonとなり、起振実験時におけるそれは0.07~0.09 mm/tonであり、運転時よりかなり大きな値を示している。これは、X形振動の影響によるものと思われる。

また、X形振動については、運転時における首端および尾端の振幅が0.38 mmおよび0.29 mmであるから、単位力当りの振幅は首端で0.122 mm/ton、尾端で0.094 mm/tonとなり、首端起振実験時首端で0.17~0.21 mm/ton、尾端起振実験時尾端で0.16~0.22 mm/tonであることと考えると、運転時結果は妥当な値であり、運転時の固有振動数が起振実験結果よりも小さく、606 cpm になつていことがうなずける。

(b) 海上実験時

海上実験時の機関架構横方向固有振動数を起振力について示すと図3.1.1.2.3のようになる。この図よりわかるように、各固有振動数は起振力の増加とともに減少する傾向にある。ここで、機関架構主体のH形固有振動(H_E)について考えると、半載、ブレーシング除去の場合、運転時測定結果は起振実験結果よりも25 cpm (4.3%)程度低い値を示している。また、満載、ブレーシング除去の場合も、同程度低い値を示しているが、これは、船体振動の影響によるものかもしれない。

つぎに、架構のX形固有振動(X₁またはX_E)について考えると、半載、ブレーシング除去および、満載、ブレーシング除去の場合の運転時の結果(630, 645 cpm)は、起振実験時のX₁(二重底・機関の固有振動)よりほぼ推定できる値である。また、半載、ブレーシング付きの場合の運転時の結果は875 cpm (12次)である。ところで本機関の12次のX形起振偶力は2.4 ton-mであるため、その起振力は0.28 ton となり、運転

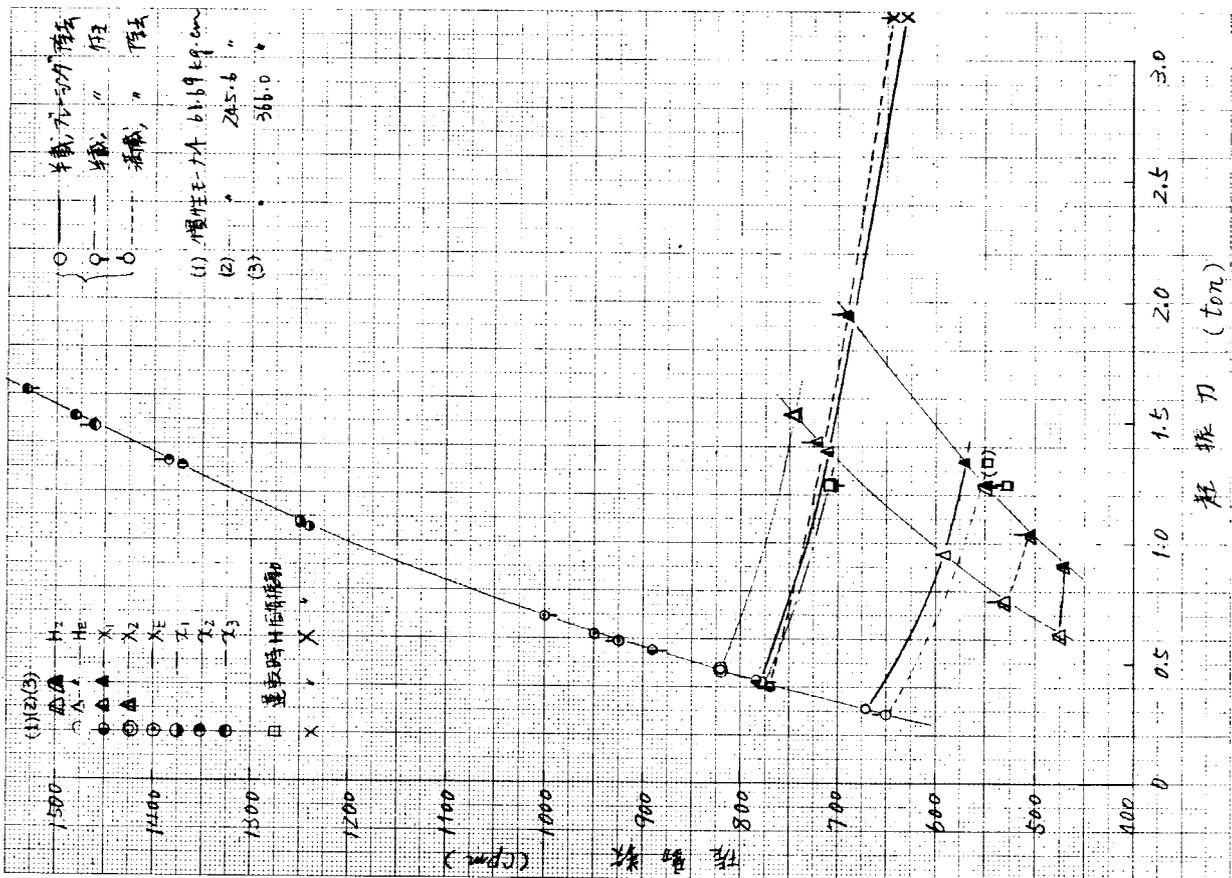


图 3.1.1.2.3 海上实验时

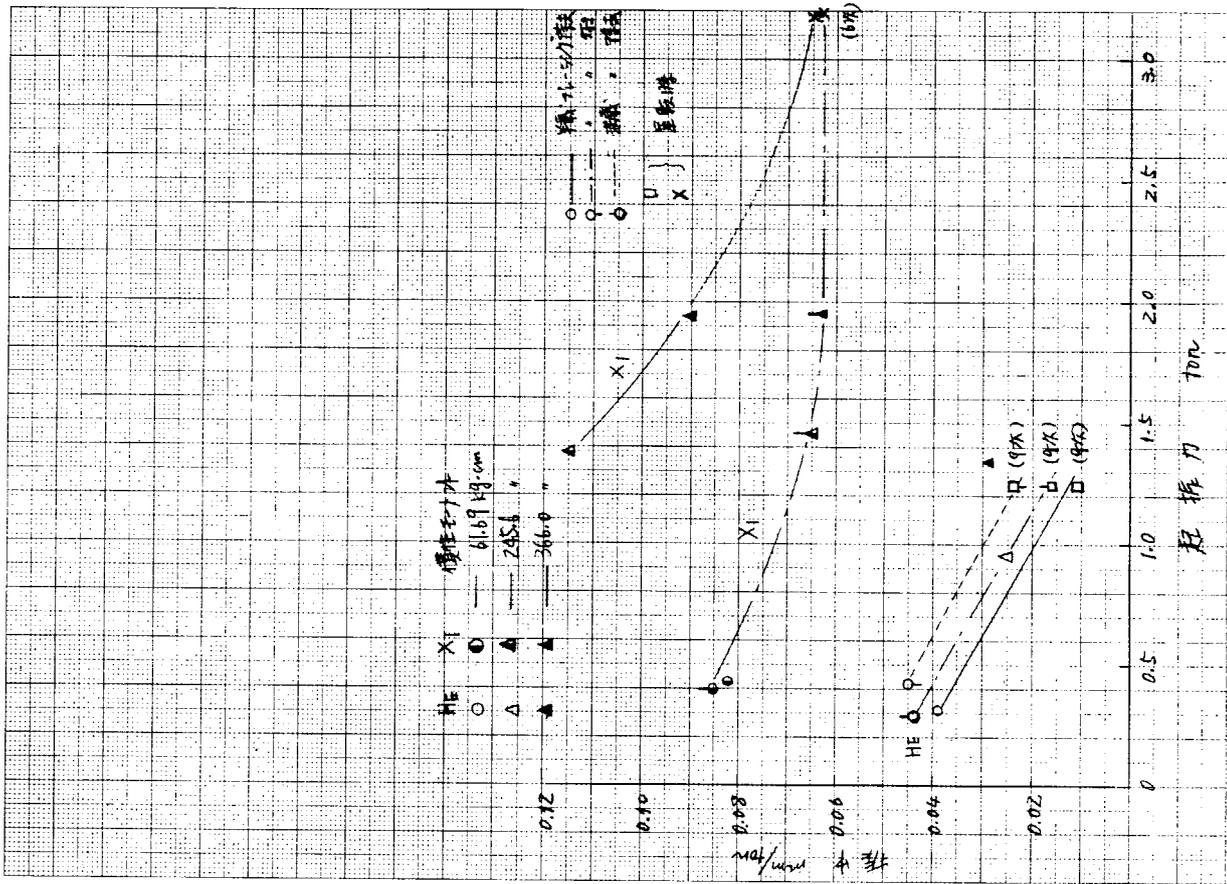


图 3.1.1.2.4 海上实验时

時の結果が起振実験時の結果（890cpm）とほぼ同程度であることがうなずける。

以上のことから、運転時のX形固有振動は、二重底の上下振動に共振したときの値であることがわかる。

また、起振実験結果より、925～1,000cpm 付近に架構のX形固有振動があるが、運転時においては、1,000cpm に軸系ねじり2節の振動があるため、それによつて誘起される架構X形振動と架構の固有振動とが重畳したものと思われる。

つぎに、起振力に対する共振時の振幅を図3.1.124に示す。ここで、H形振動については機関架構上段中央部の振幅を、X形振動については起振点（尾端）のそれを用いている。また、運転時においてはH形振動は9次、X形振動は6次の振動について考える。図よりわかるように、運転時の振幅（単位起振力当り）は起振実験時よりも小さくなっている。起振実験時のH形振動においては、その振幅はX形振動および船体振動の影響を受けて大きくなっているものと思われ、H形共振による振幅はもつと小さいと考えられる。

X形振動については、二重底・機関係の固有振動（ X_1 ）について示したが、起振実験結果と考え合せて妥当な値であろう。

(2) まとめ

以上、起振実験結果と運転時測定結果との比較検討を行なつたが、本実験により次のことがわかつた。

- 1) 起振実験時の機関架構、二重底および機関室まわりの固有振動数および振動モードが明白となり、理論的解析に必要な資料が得られた。
- 2) 機関架構、二重底および機関室壁系はその固有振動数が起振力によつて異なり、非線形振動系である。
- 3) 運転時における機関を含めた振動系の固有振動数は、起振力を考慮に入れることによつて、起振実験の結果から推定できる。
- 4) しかし、共振振動時における振幅は、船体振動および局部振動等の影響を受けるため、推定することが困難な場合がある。

つきには、起振実験結果をもとにして、二重底（機関室壁を含む）をも考慮に入れた振動系の振動に対する理論的解析を実施し、さらに詳細な検討を加えたい。

3.2 係留時および海上試運転時振動実験

3.2.1 測定項目

- i) 架構および主機台の横、上下、前後方向の振動変位
- ii) クランク軸縦振動変位
- iii) 中間軸トルク変動

上記測定項目について、下記のような5 CASE について船体振動との同時計測を行なつた。

	WITH STRUT	WITHOUT STRUT
NO LOAD BALLAST COND.	CASE 1	CASE 2
LOAD BALLAST COND.	CASE 3	CASE 4
LOAD FULL COND.	CASE 5	—

注) NO LOAD — プロペラと主機とを結合していない場合
(すなわち無負荷試験)

本計測に先立ち主機の陸上運転時に、主機架構横振動およびクランク軸縦振動の計測を行なつた。

3.2.2 供試船要目

(1) 機関要目

機 関 型 式 石川島播磨ズルザー 9 RD 90 型ディーゼル

連続最大出力 20,700 PS × 119 RPM
 常用出力 18,630 PS × 115 RPM
 着火順序 1-6-7-3-4-9-2-5-8
 シリンダ径 900 mm
 シリンダ行程 1,550 mm
 シリンダ数 9

(2) プロペラ要目

形 5翼一体形
 直 径 6,480 mm
 ピ ッ チ 4,530 mm

(3) 船体要目

船 種 TANKER
 D/W 63,000 LT
 L × B × D 220 m × 35 m × 17.6 m
 機 関 位 置 AFT. ENGINE

3.2.3 計測要領

(1) 計測日時

陸 上 運 転 昭和42年11月16日
 相生 デーゼル運転工場
 無 負 荷 運 転 昭和43年4月8日
 吳 湾
 海 上 運 転 バラスト状態
 昭和43年4月12日
 佐田岬沖
 D/W 43,706 LT
 満載状態
 昭和43年4月13日
 佐田岬沖
 D/W 77,889 LT

(2) 測定位置

図 3.2.1 に示す。

(3) 測定条件

主機回転数は、陸上運転では 40~119 RPM まで 2.5 RPM おき、無負荷運転、海上運転では 40~98 RPM までは 2 RPM ごと、100~119 RPM までは 1 RPM ごとに計測した。

(4) 測定機器

(a) 変位計

国際機械振動研究所製低域振動計 VM-3303 L.L.型

(b) 加速度計 A-C型 ±5G

共和電業製

ストレンメーター ADM-A T型

共和電業製

ローパスフィルター LF-A T型

共和電業製

(c) スリップリング PT-1646型

PHILIPS 製

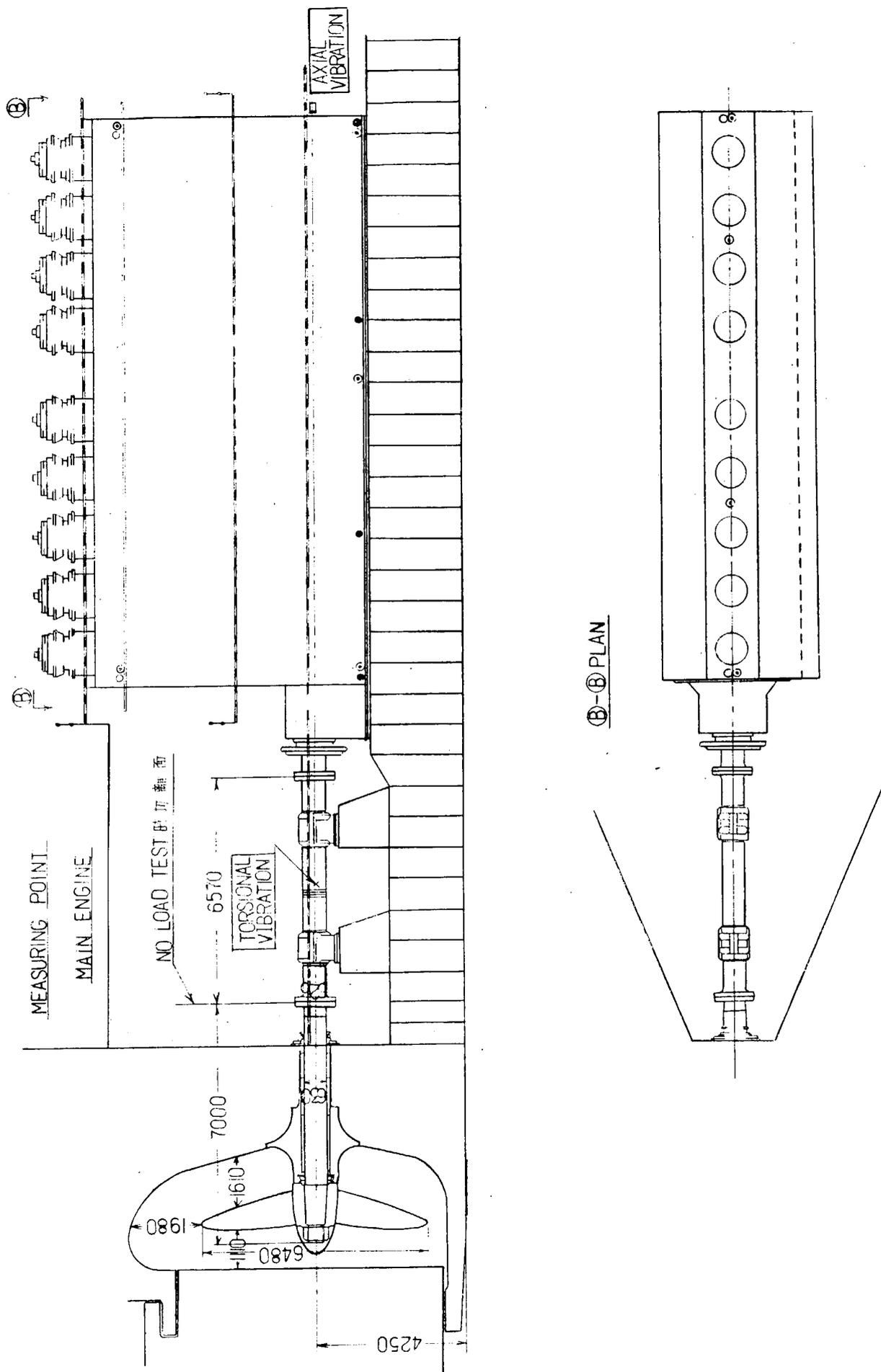


图 3. 2. 1

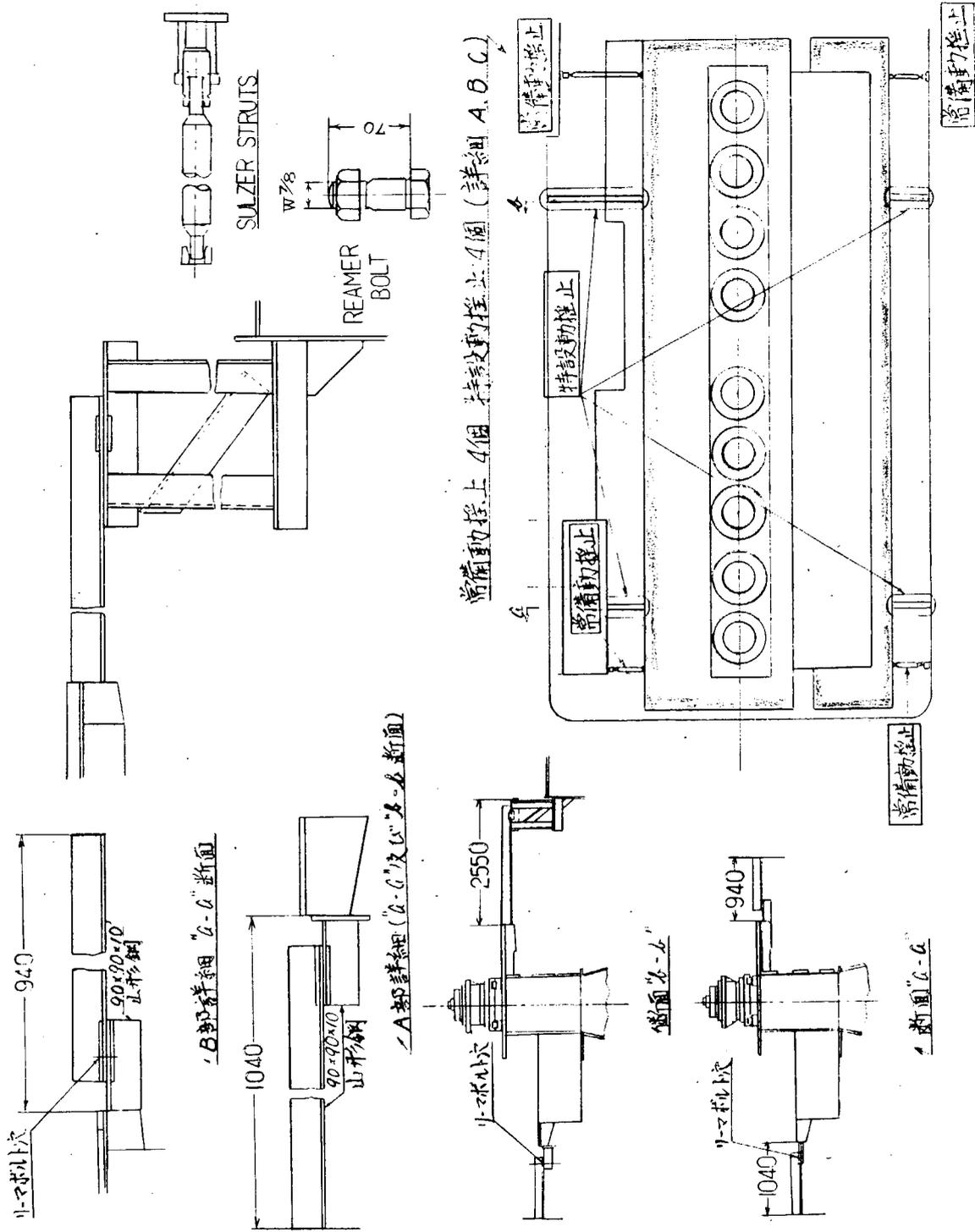


図 3.2.2 実験用として取付けた STRUTS の詳細図

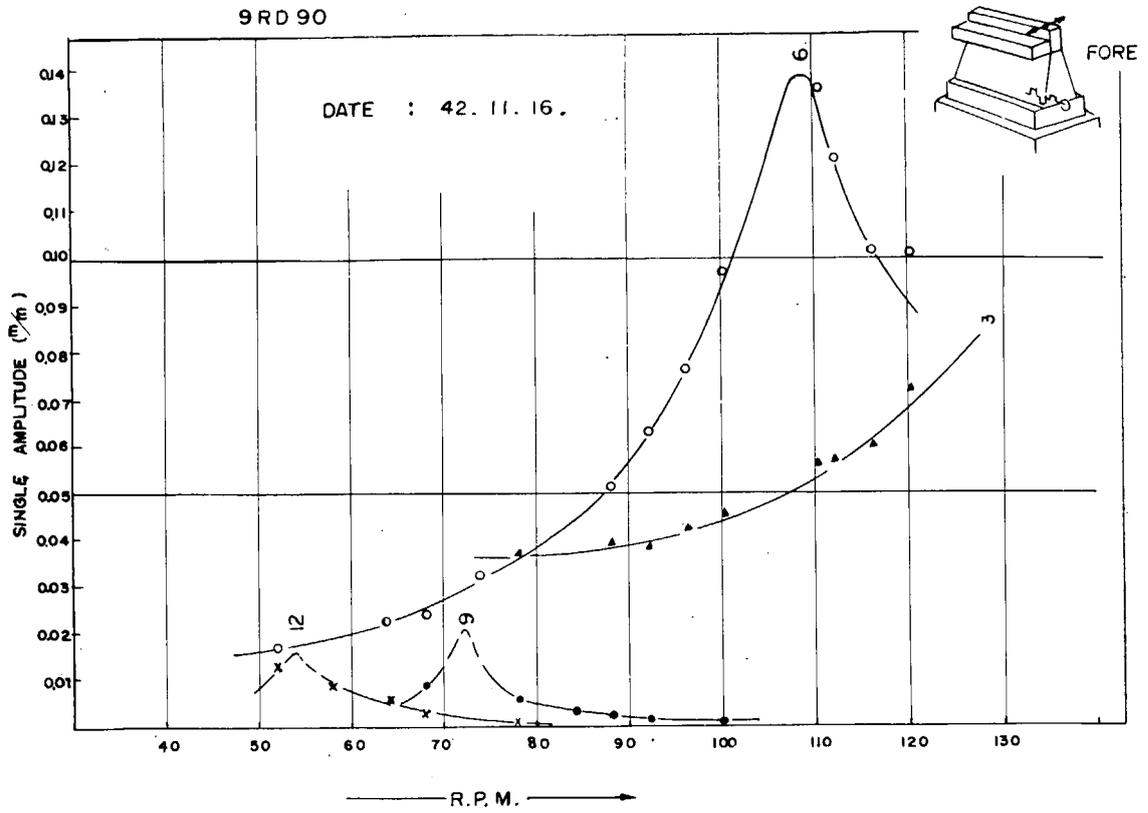


图 3.2.3. RESONANCE CURVE

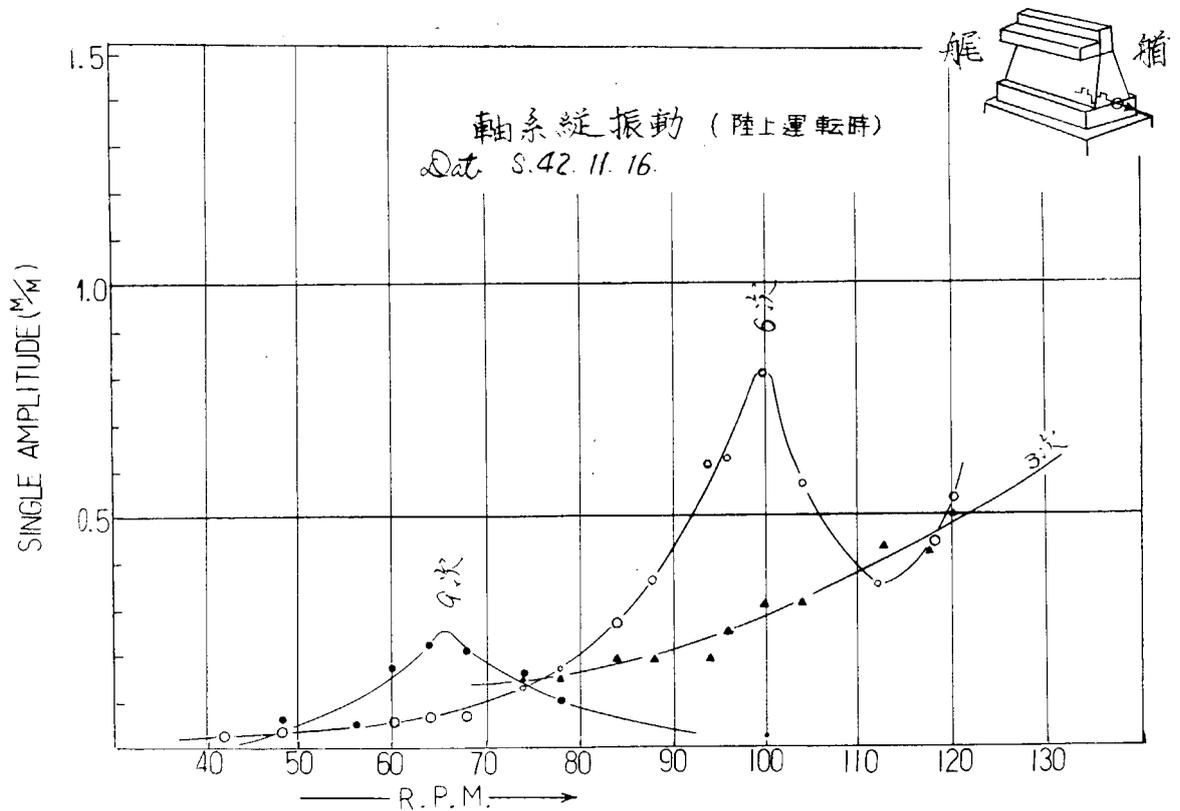


图 3.2.4 RESONANCE CURVE

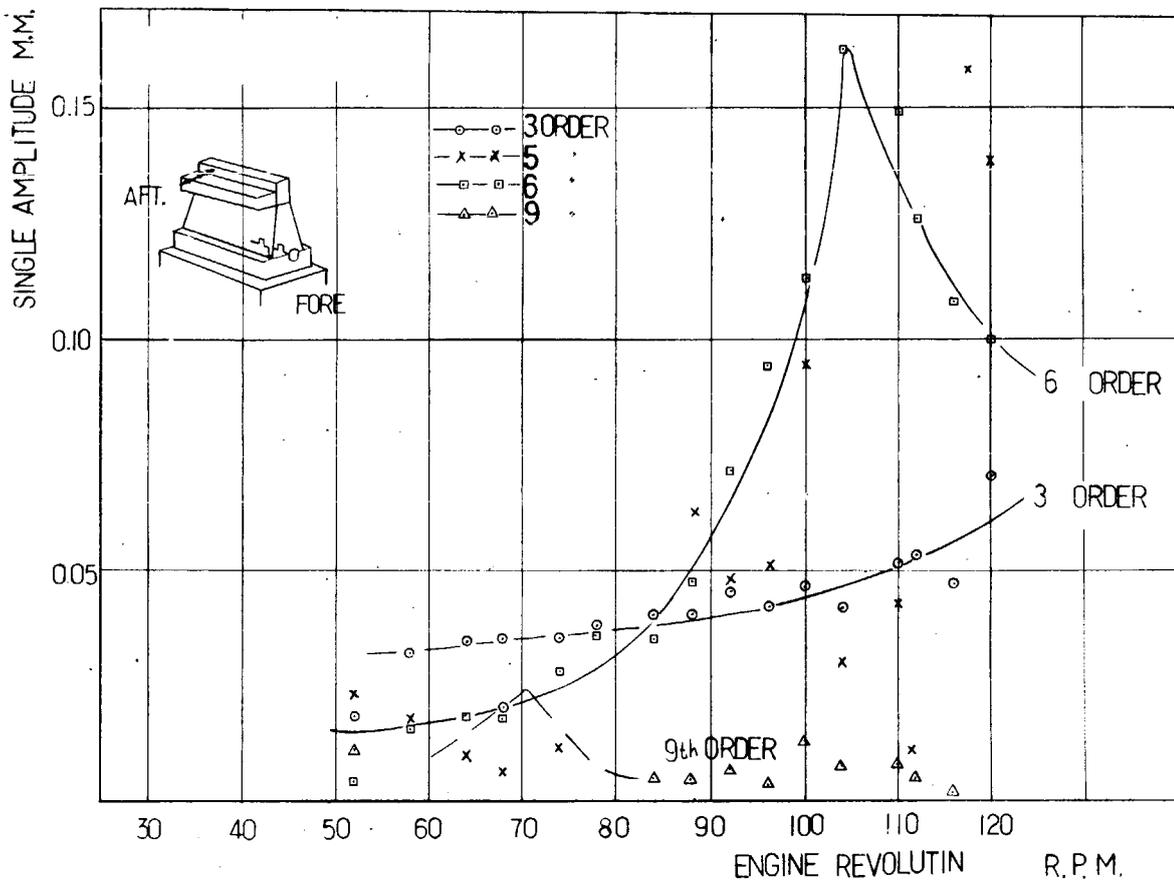


图 3.2.5 RESONANCE CURVE

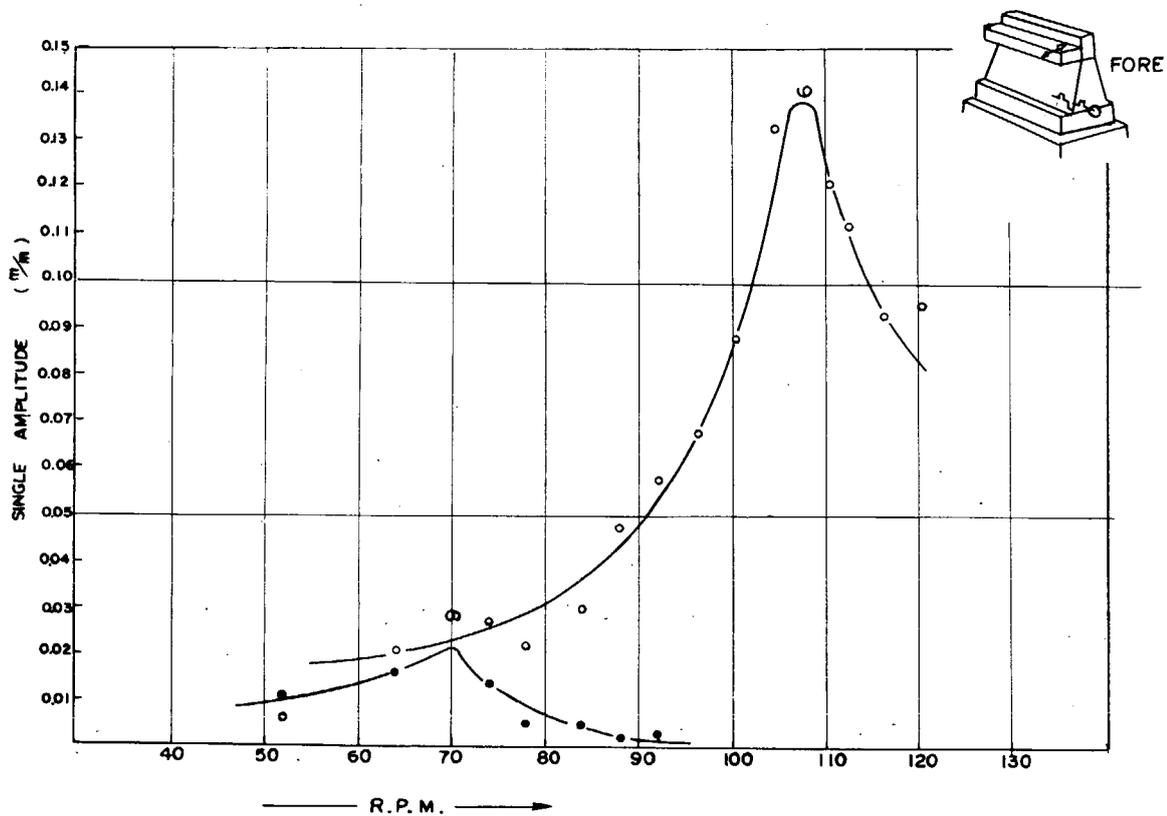


图 3.2.6 RESONANCE CURVE

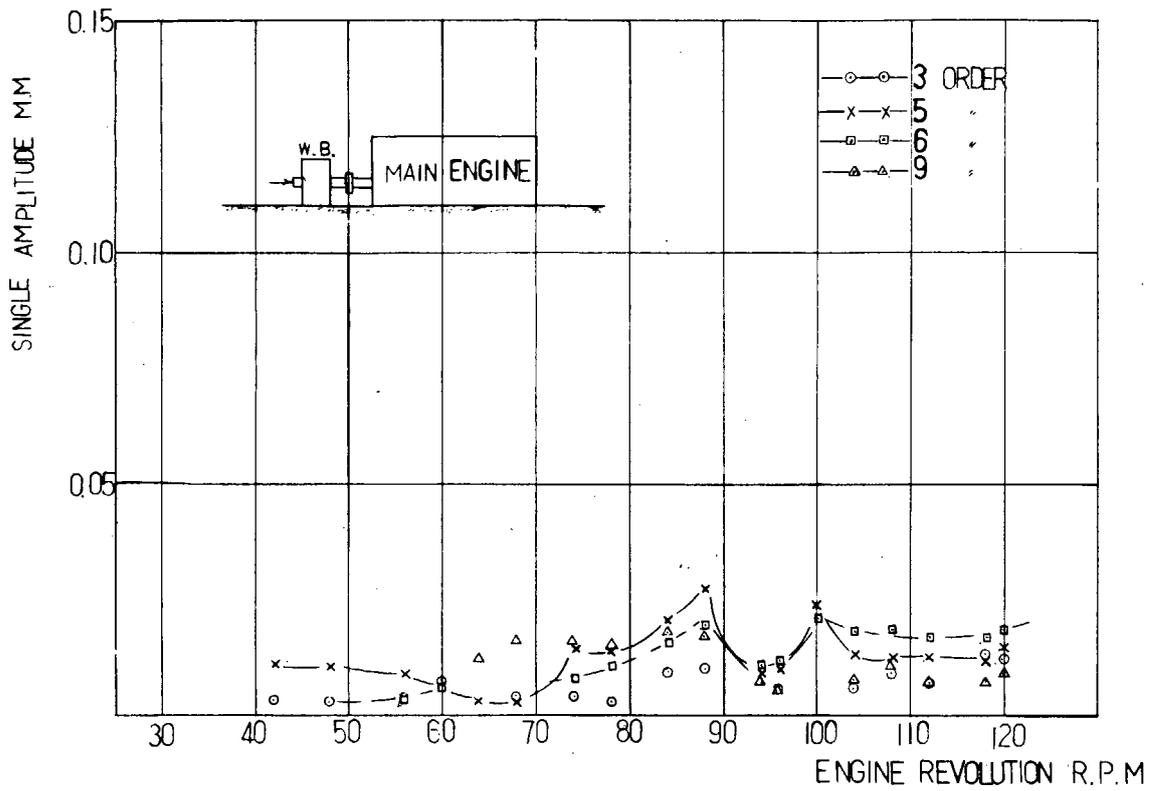


图 3.2.7 RESONANCE CURVE

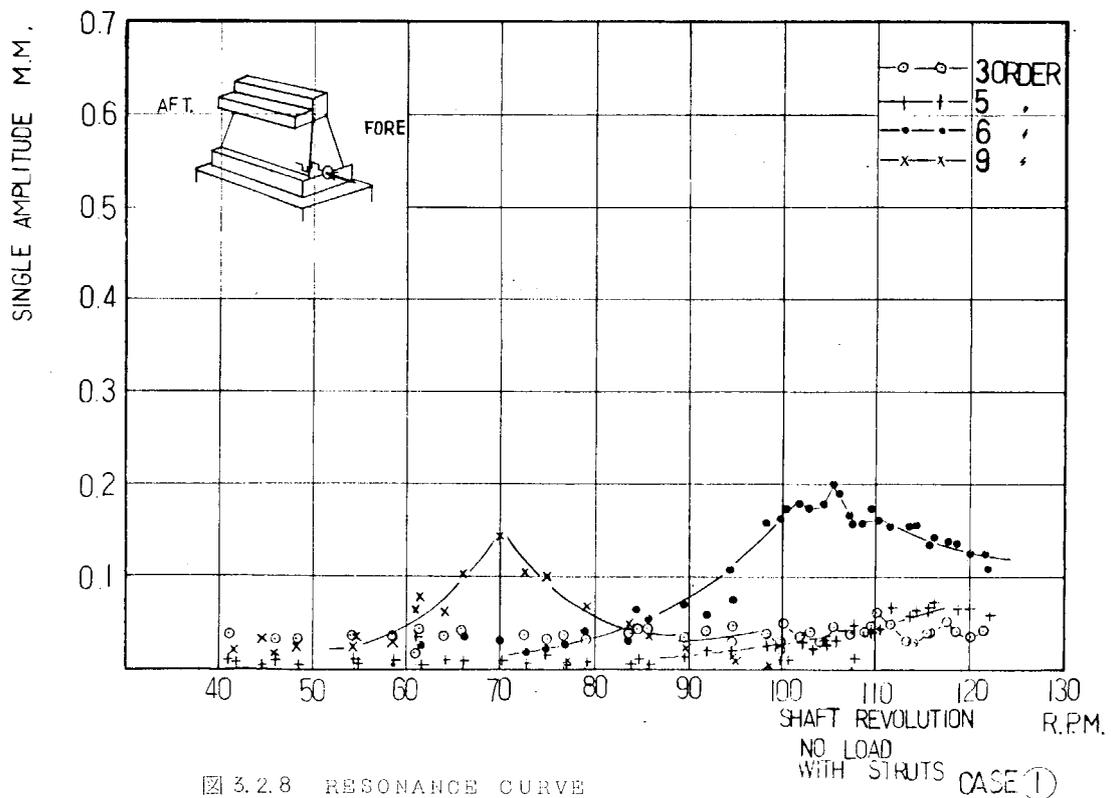


图 3.2.8 RESONANCE CURVE
FREE END OF CRANK SHAFT (FORE & AFT.)

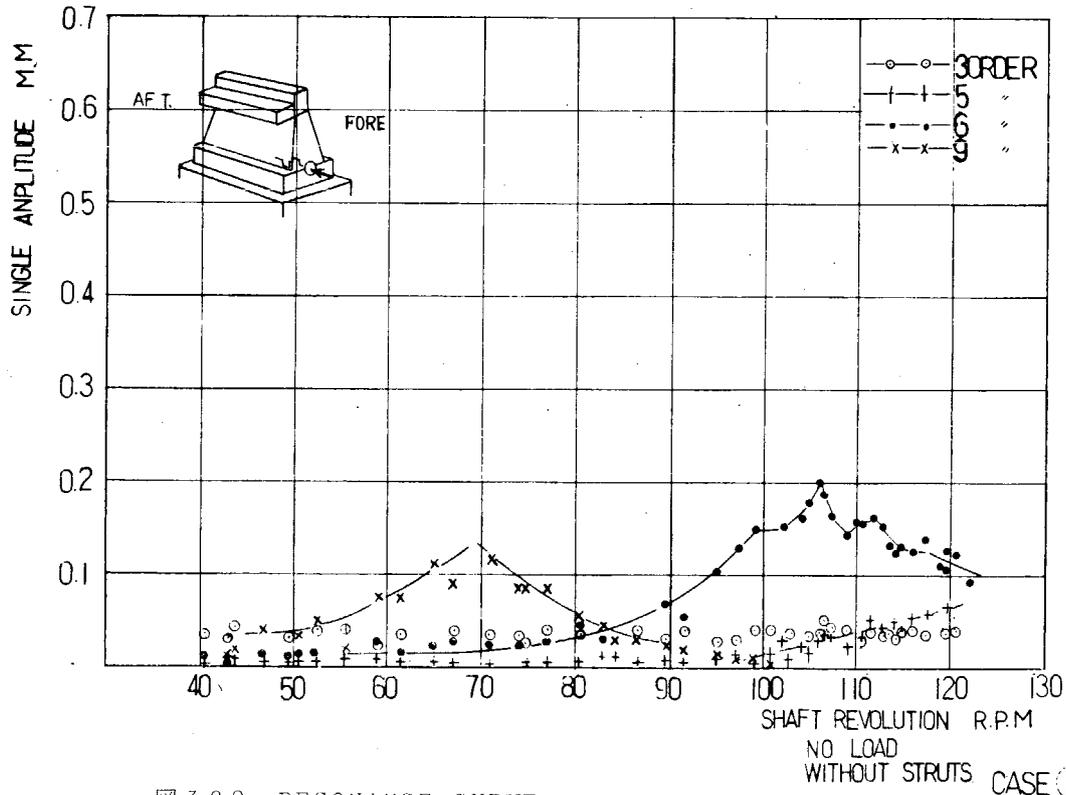


图 3.2.9 RESONANCE CURVE
FREE END OF CRANK SHAFT (FORE & AFT.)

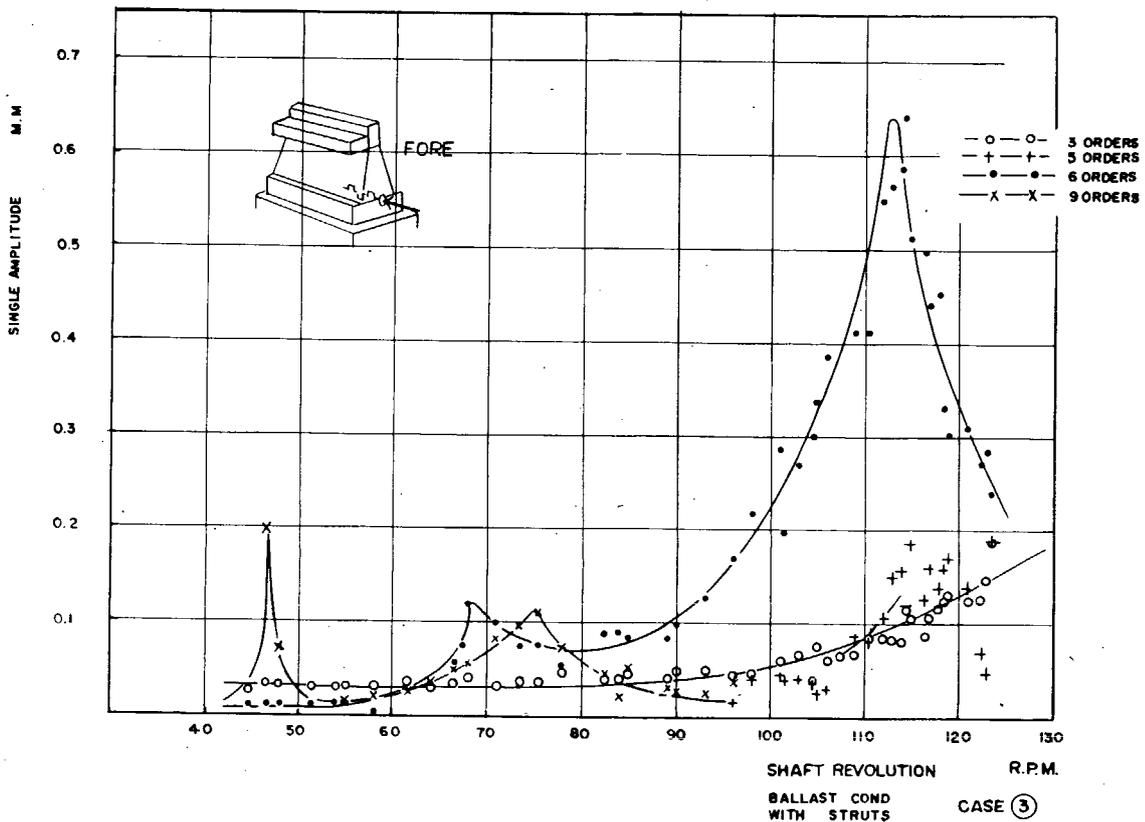
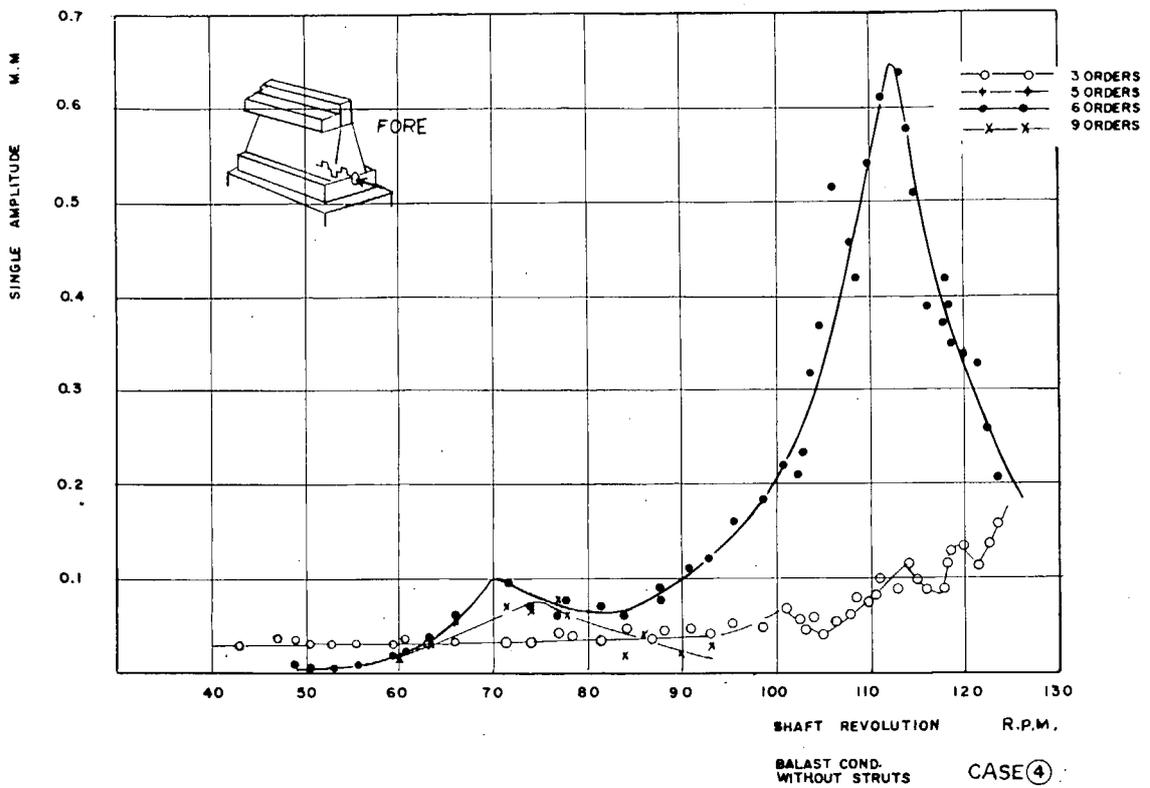
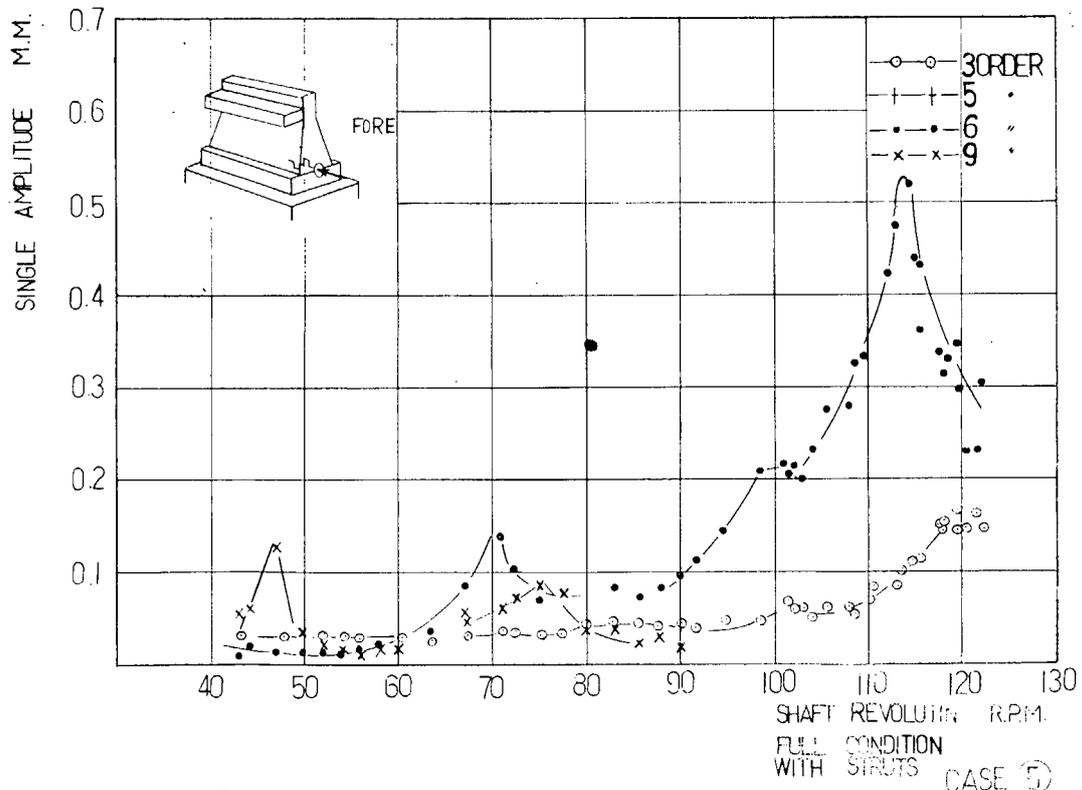


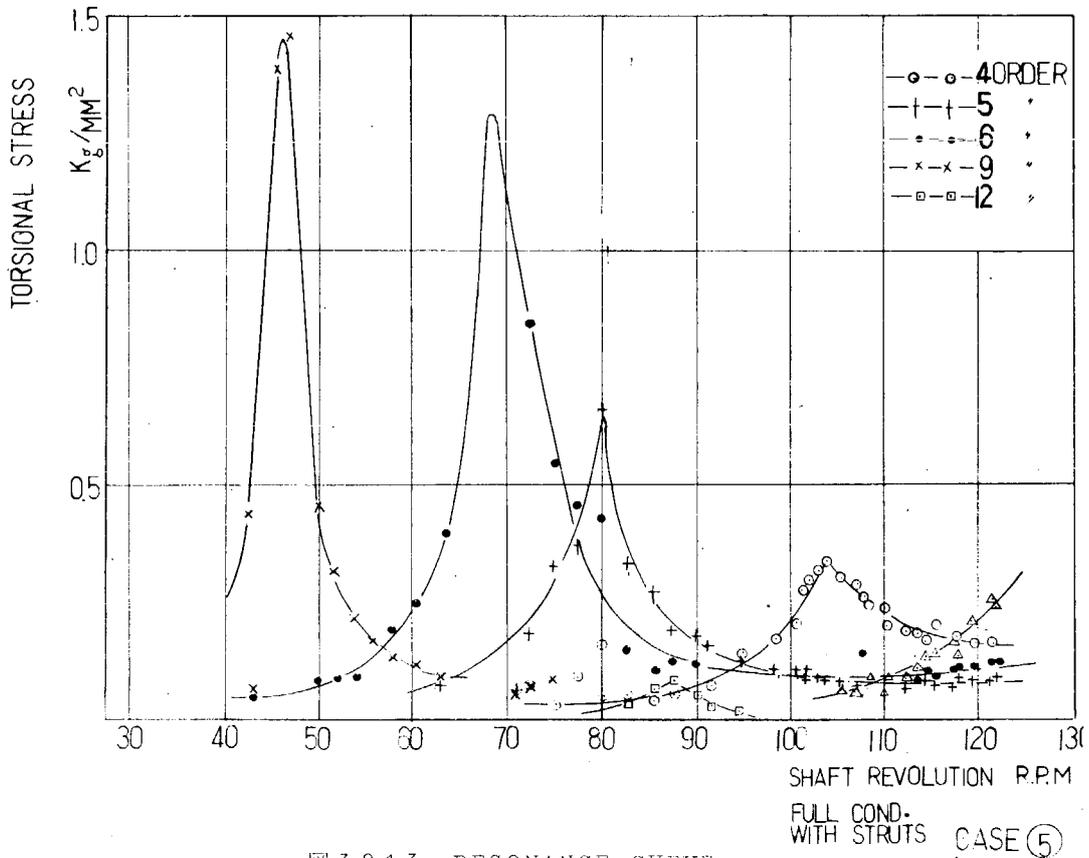
图 3.2.10 RESONANCE CURVE
FREE END OF CRANK SHAFT (FORE & AFT.)



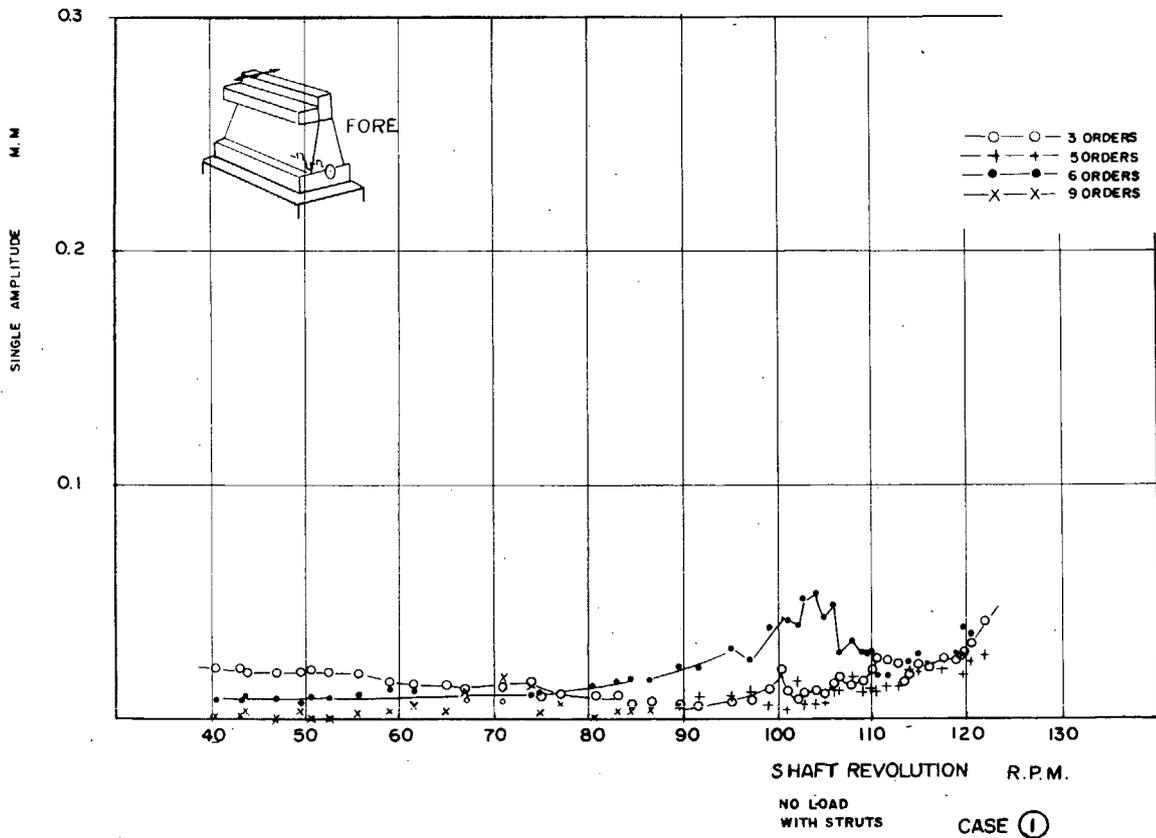
3.2.11 RESONANCE CURVE
FREE END OF CRANK SHAFT (FORE & APT.)



3.2.12 RESONANCE CURVE
FREE END OF THE CRANK (FORE & APT.)



3.2.1.3 RESONANCE CURVE
 TORSIONAL VIBRATION



3.2.1.4 RESONANCE CURVE
 ENGINE COLUMN (TRANSVERSE)

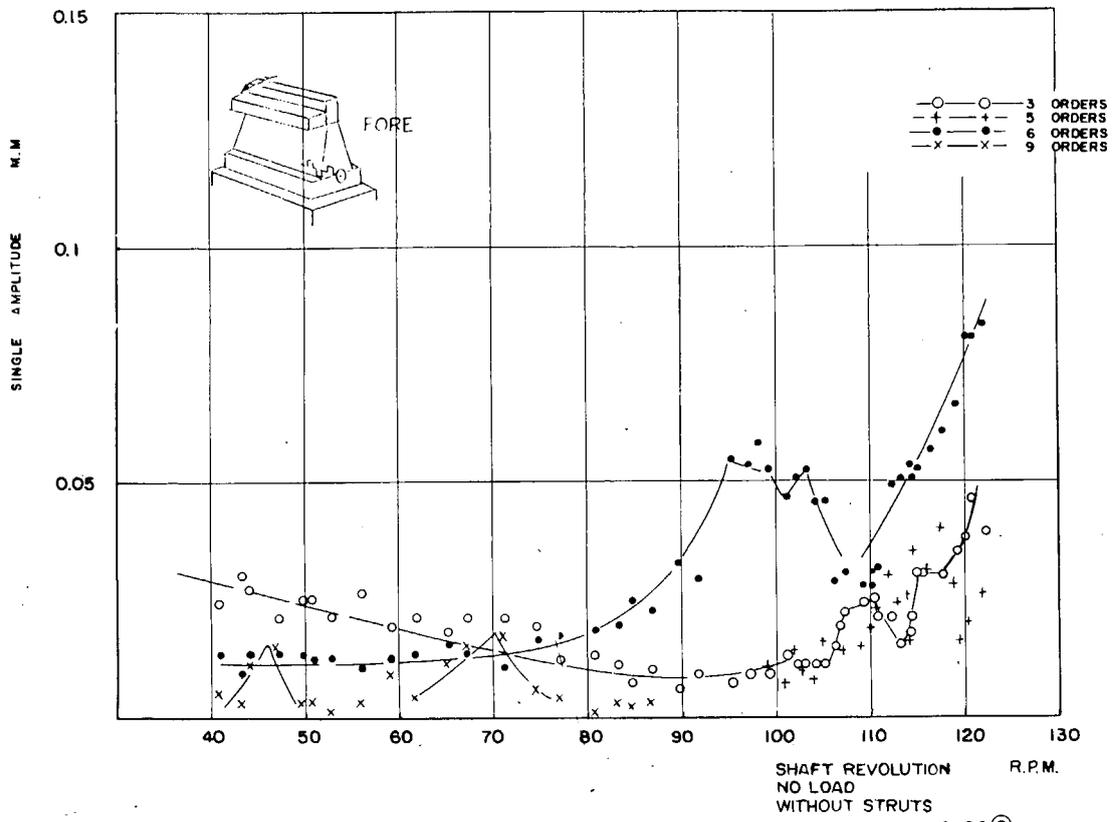


图 3.2.15 RESONANCE CURVE ENGINE COLUMN (TRANSVERSE) CASE ②

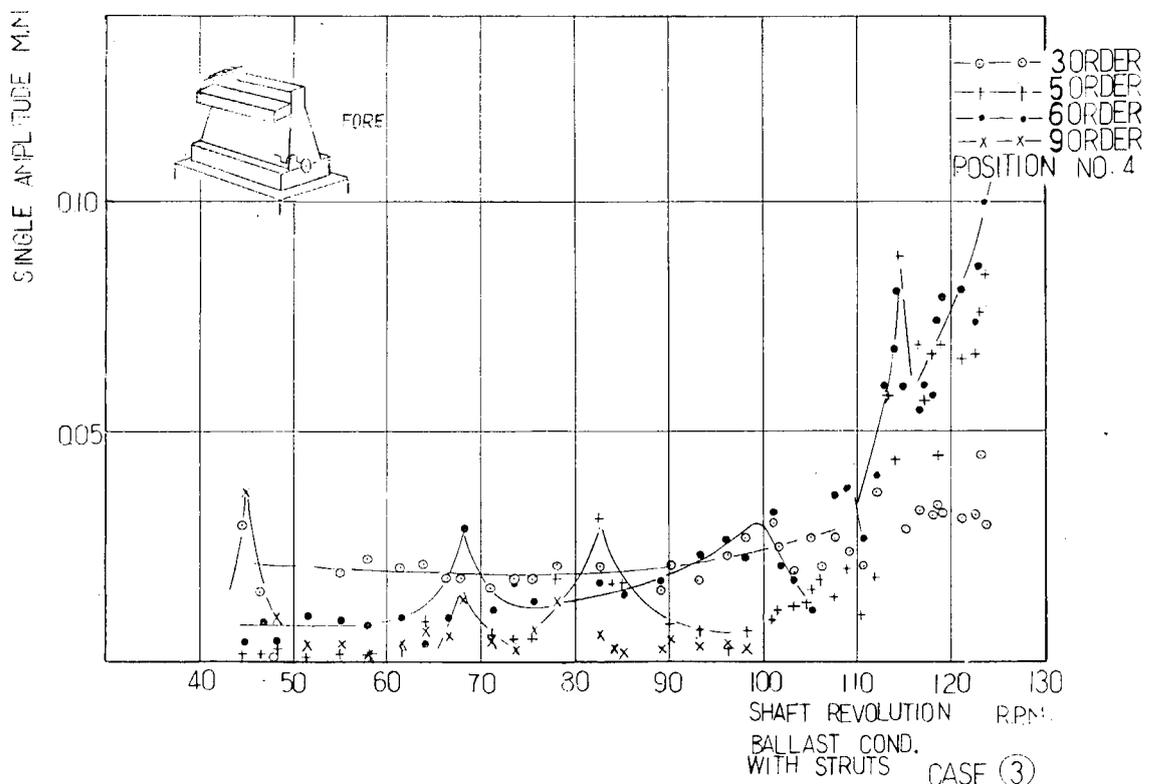
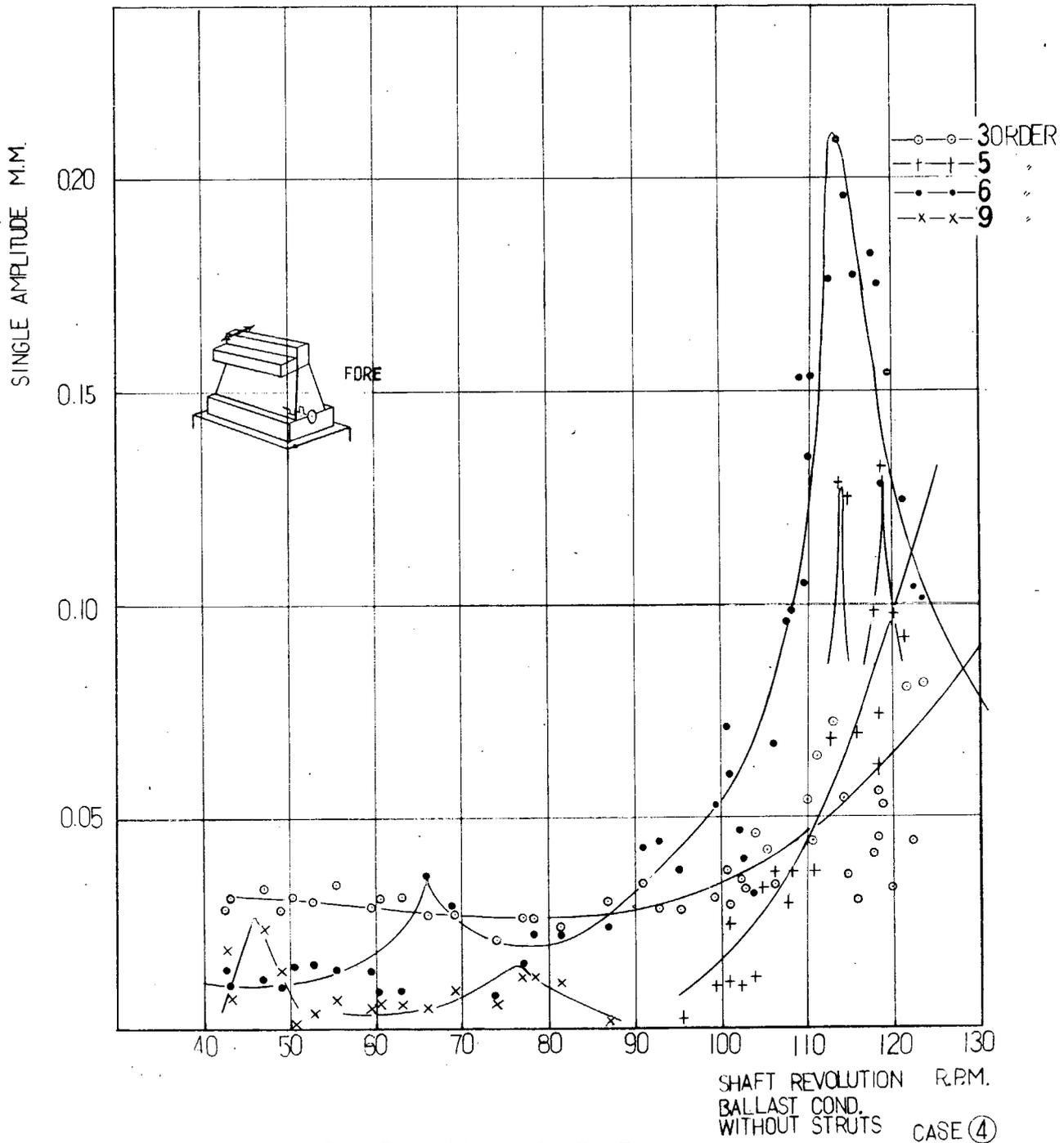


图 3.2.16 RESONANCE CURVE ENGINE COLUMN (TRANSVERSE) CASE ③



3.2.17 RESONANCE CURVE
 ENGINE COLUMN (TRANSVERSE)

モード曲線

CASE ① (NO LOAD WITH STRUT)
 船体振動の顕著な MODE CURVE は得られず

6th ORDER 619 CPM (103.1 RPM)

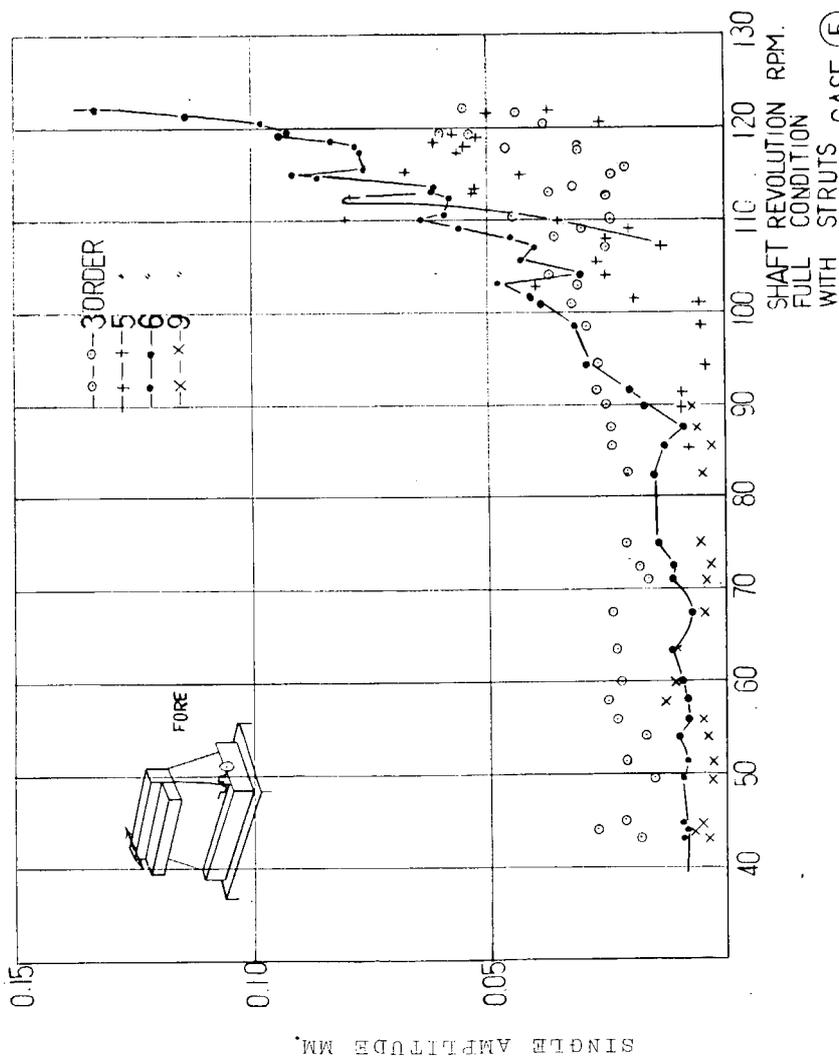
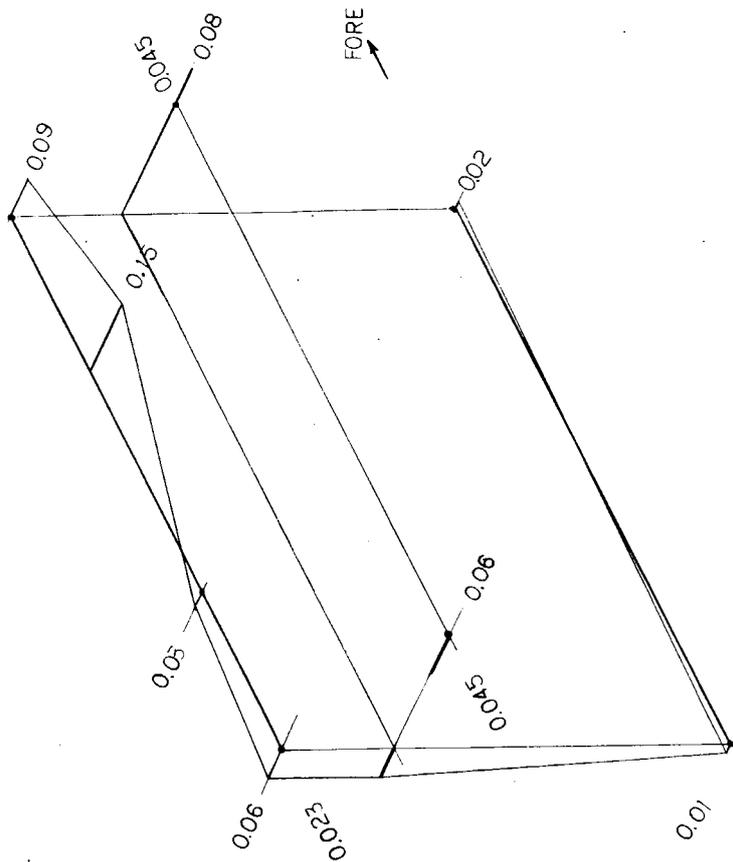
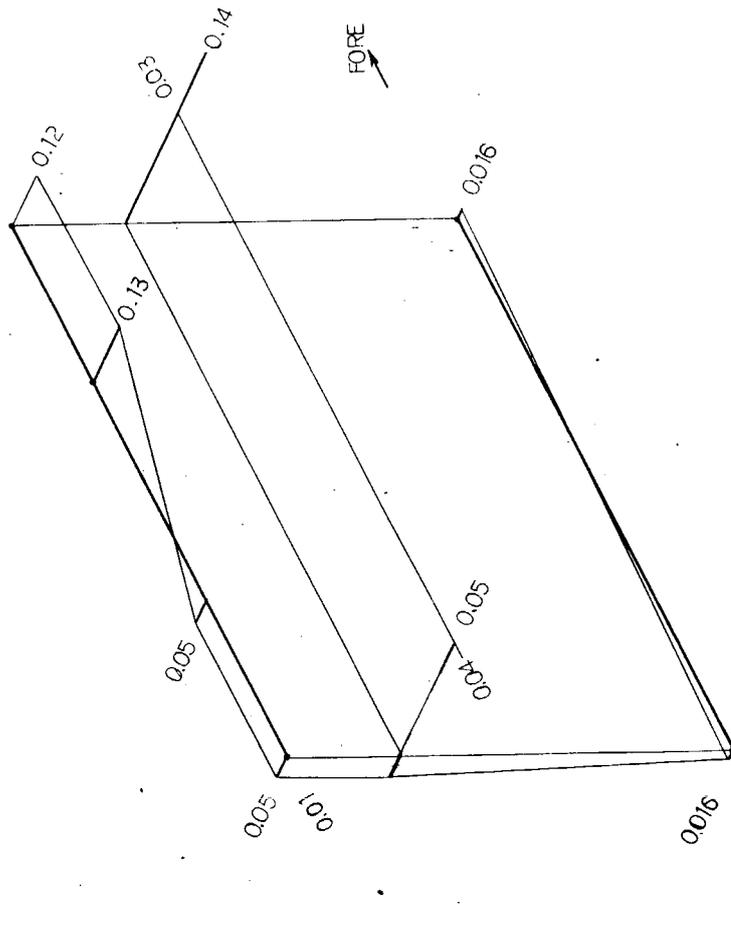


図 3.2.18 RESONANCE CURVE
 ENGINE COLUMN (TRANSVERSE)
 WITH STRUTS CASE ⑤

MODE CURVE OF ENGINE COLUMN
 BALLAST COND. NO-LOAD
 WITH STRUTS CASE ①

6th ORDER

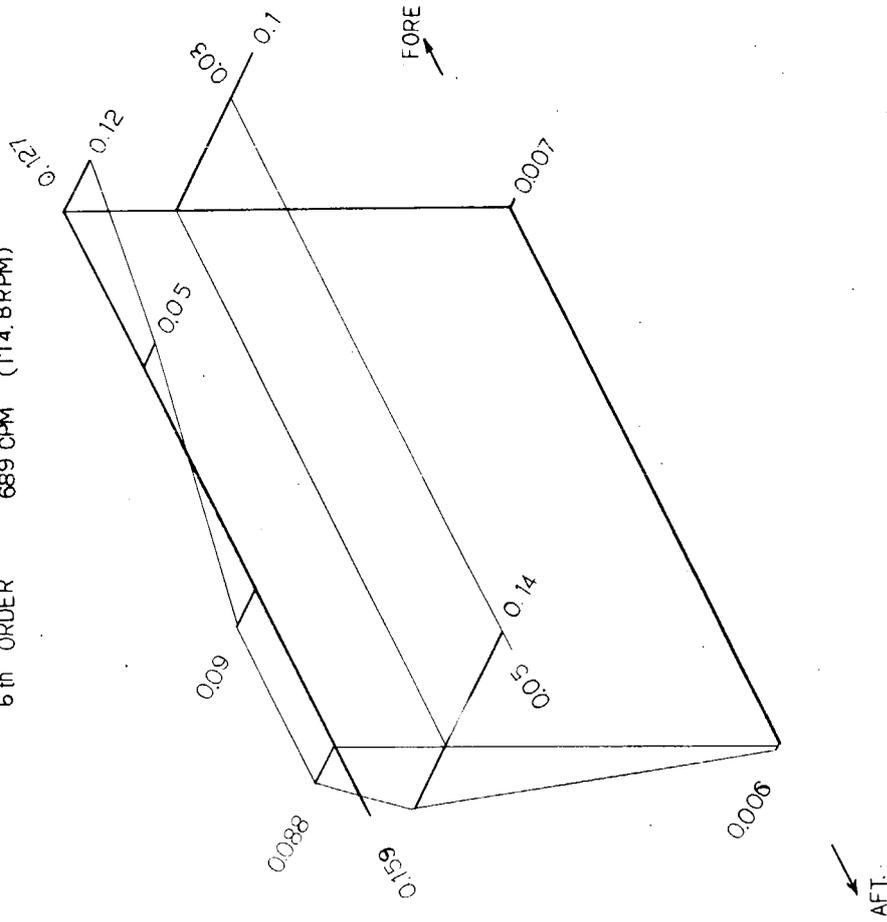
583 CPM (97.2 RPM)



MODE CURVE OF ENGINE COLUMN
BALLAST COND. NO LOAD
WITH OUT STRUTS
CASE ②

6th ORDER

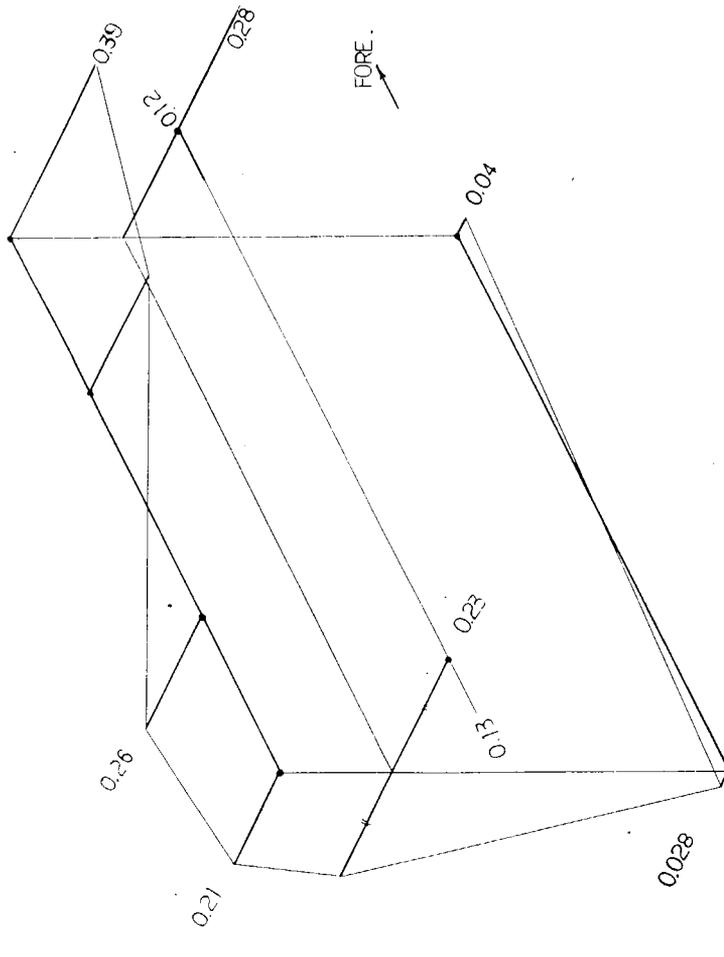
689 CPM (114.8 RPM)



MODE CURVE OF ENGINE COLUMN
BALLAST COND. WITH STRUTS
CASE ③

6th ORDER

689 CPM (1148 RPM)

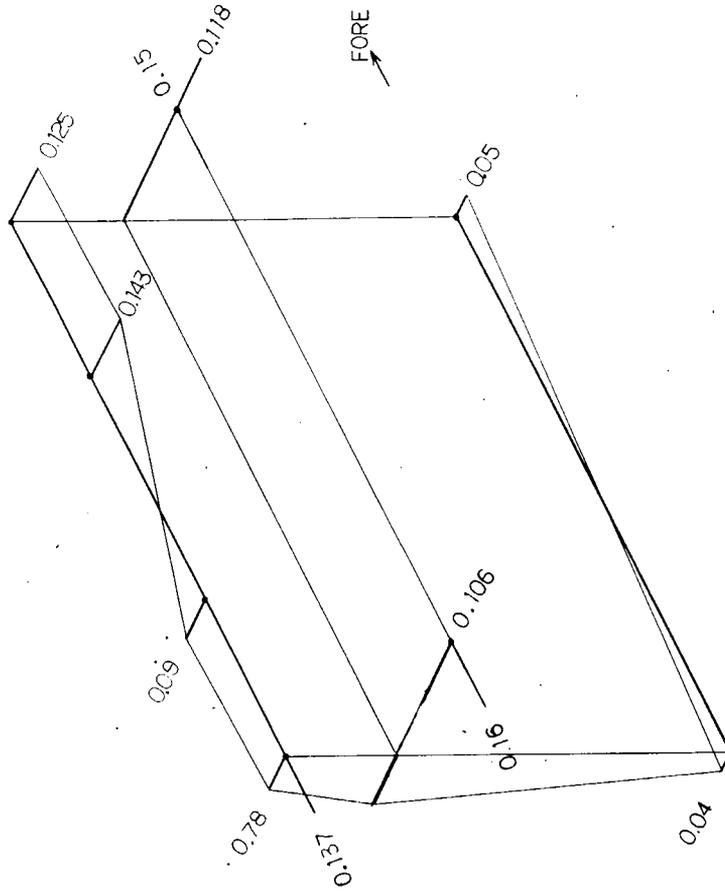


MODE CURVE OF ENGINE COLUMN
BALLAST COND WITHOUT STRUTS

CASE ④

6th ORDER

689 CPM (1148 RPM)

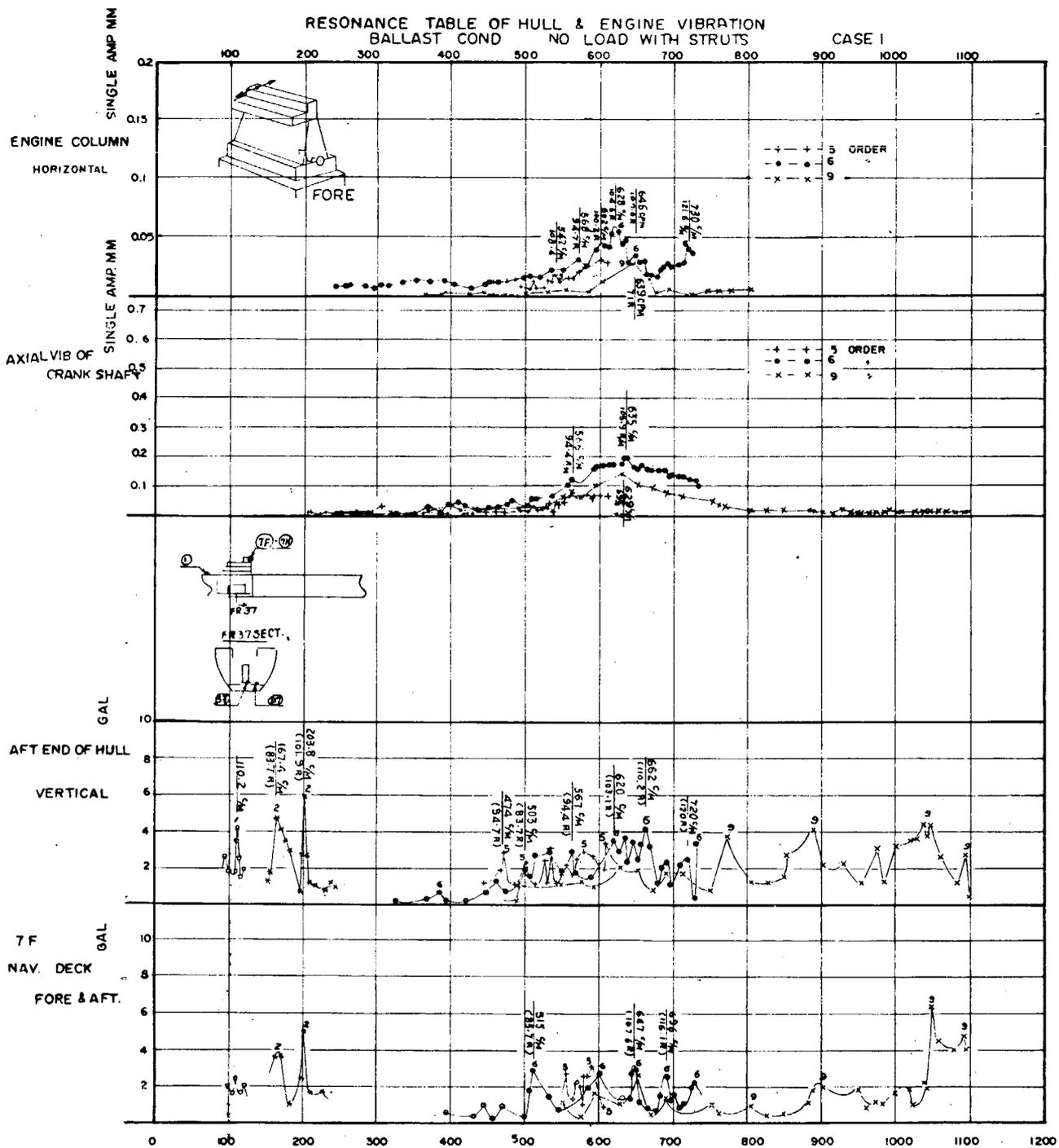


MODE CURVE OF ENGINE COLUMN
FULL COND. WITH STRUTS

CASE ⑤

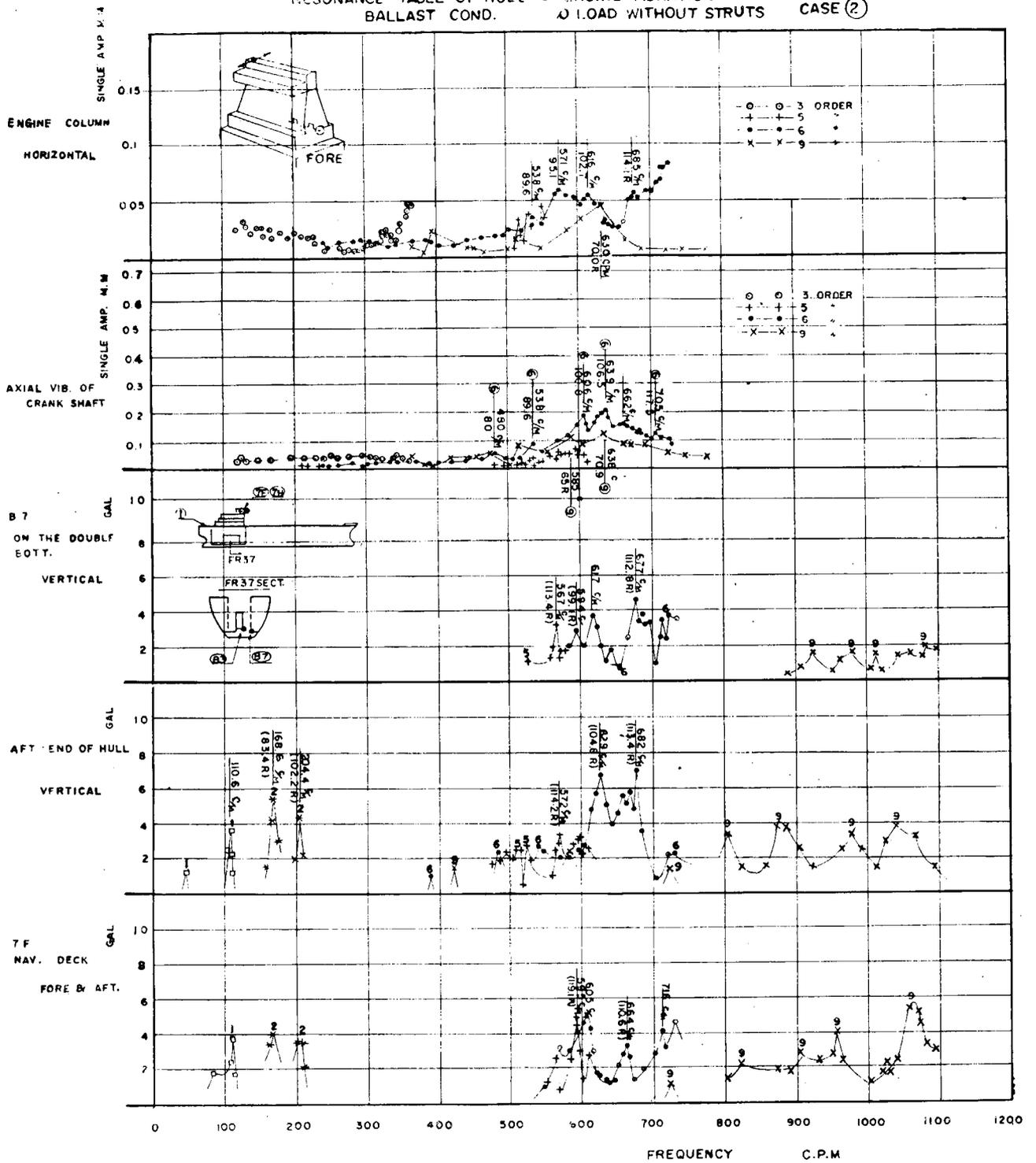
RESONANCE TABLE OF HULL & ENGINE VIBRATION
BALLAST COND NO LOAD WITH STRUTS

CASE 1



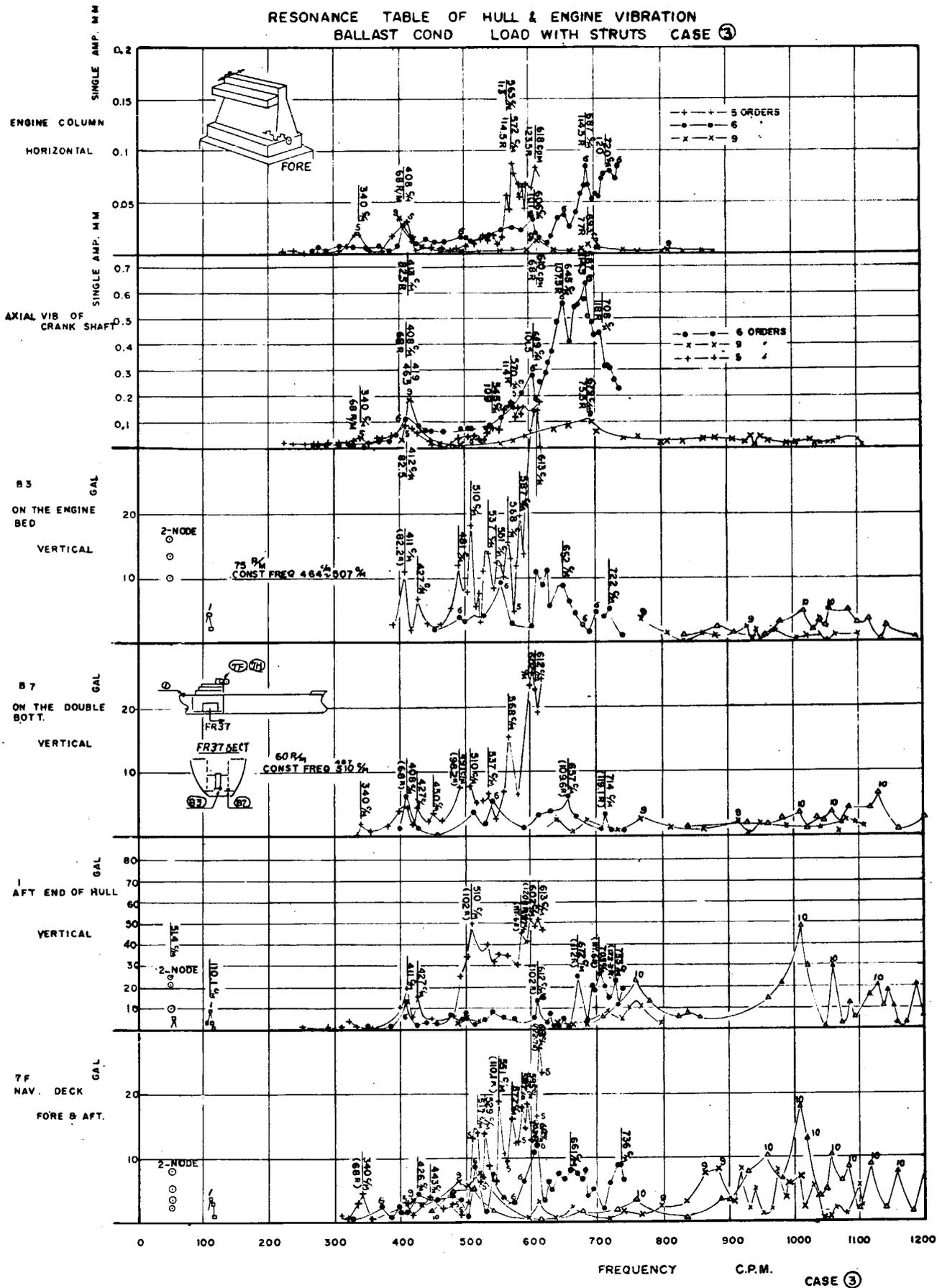
CASE 1

RESONANCE TABLE OF HULL & ENGINE VIBRATION
 BALLAST COND. Δ LOAD WITHOUT STRUTS CASE ②

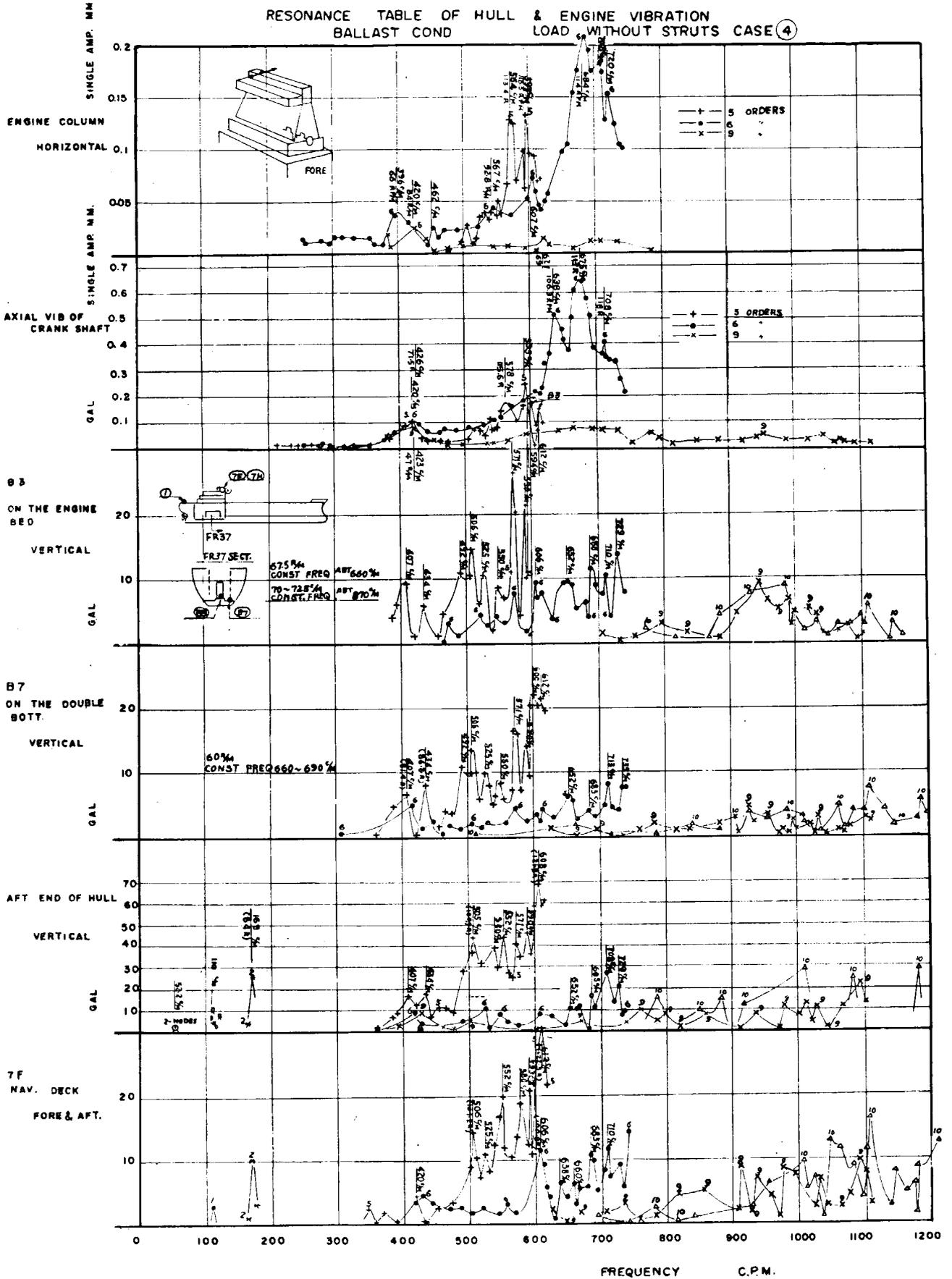


CASE ②

RESONANCE TABLE OF HULL & ENGINE VIBRATION
BALLAST COND LOAD WITH STRUTS CASE ③

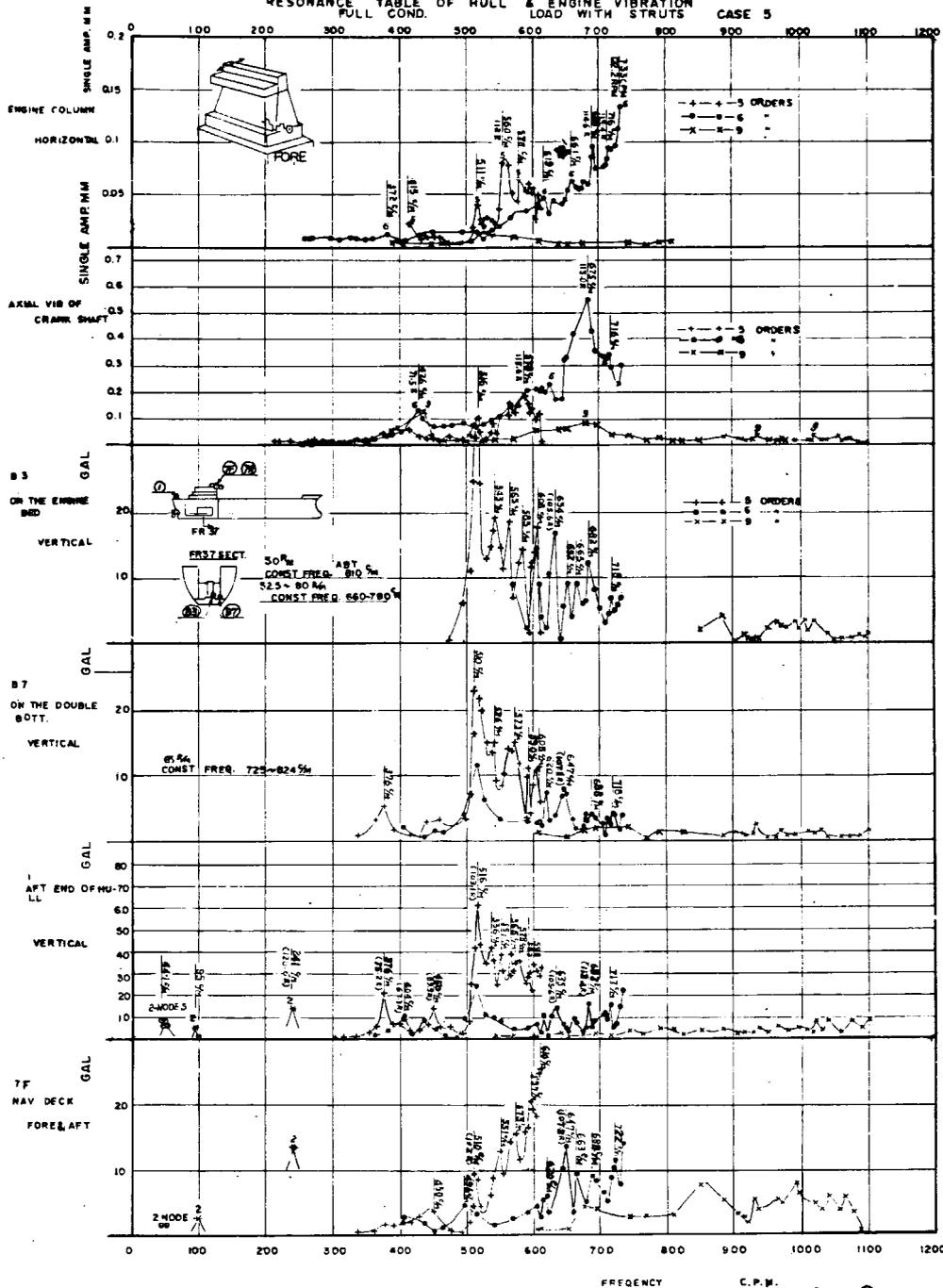


RESONANCE TABLE OF HULL & ENGINE VIBRATION
BALLAST COND LOAD WITHOUT STRUTS CASE ④

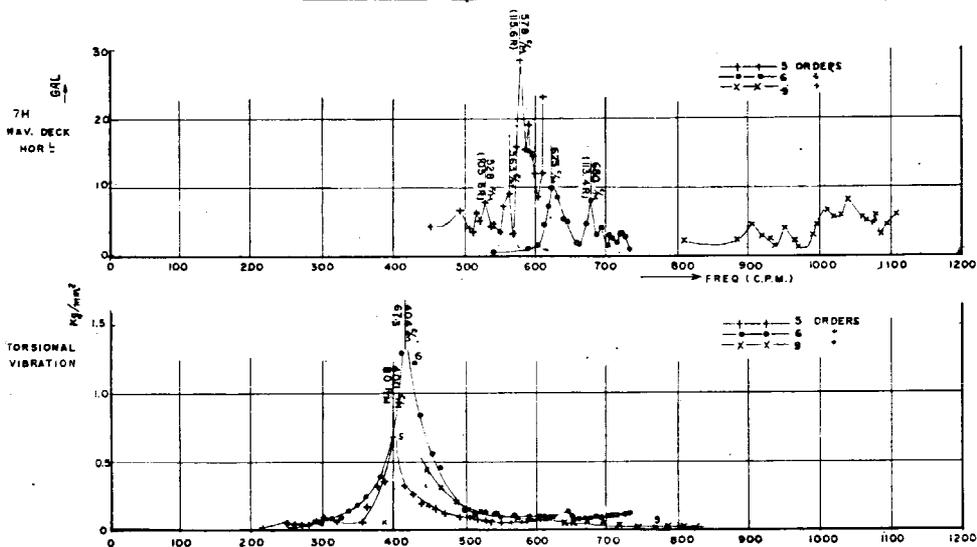


CASE ④

RESONANCE TABLE OF HULL & ENGINE VIBRATION
FULL COND. LOAD WITH STRUTS CASE 5



FULL COND LOAD WITH STRUT CASE 5



3.2.4 考 察

(1) 機関振動

クランク軸の縦振動

運 転 種 別		CASE No.	次 数 ORDER	回 転 数 R.P.M.	振 動 数 CPM	片 振 幅 mm	備 考	
陸 上		/	6	99.5	597	0.8		
			9	66.5	598	0.25		
海 上	NO LOAD BALLAST COND.	①	6	105.9	635	0.2		
			9	69.9	629	0.15		
		②	6	106.5	638	0.2		
			9	70.9	638	0.14		
	BALLAST COND.	WITH STRUTS	③	5	114.0	570	0.2	
				6	68.0	408	0.12	ねじり振動による。 (1/6)
				6	107.5	645	0.56	
				6	114.5	687	0.6	
				9	46.5	419	0.2	ねじり振動による。 (1/9)
				9	75.5	679	0.11	
	LOADED BALLAST COND.	WITHOUT STRUTS	④	5	113.0	564	0.18	
				6	70.0	420	0.1	ねじり振動による。
				6	106.2	638	0.52	
				6	113.5	681	0.65	
	LOADED FULL COND.	WITH STRUTS	⑤	5	115.6	578	0.2	
				6	71.5	426	0.14	ねじり振動による。 (1/6)
6				113.0	675	0.52		
9				75.0	675	0.08		

軸系ねじれ振動について

運 転 種 別		CASE No.	次 数 ORDER	回 転 数 R.P.M.	振 動 数 CPM	片 振 幅 Kg/mm ²	備 考
海 上	LOADED FULL COND.	⑤	4	104.0	416	0.35	I
			5	80.0	400	0.7	I
			6	68.5	411	1.30	I
			9	46.3	417	1.45	I
			12	87.5	1050	0.1	II

陸上運転、海上運転のデータをみると、当然ながら、クランク軸系の相違により固有振動数が変化している。すなわち、陸上では598 CPM、無負荷では635~640 CPM、海上では675~687 CPMとなつている。海上でのものが本軸系の固有振動数と考えてよいが、陸上、無負荷運転時より固有振動数が高くなつているのが注目される。

海上でプロペラを Couple したとき、かなり多くの振動ピークがあらわれているが、そのうち、415 CPM

付近のものは、軸系ねじれ振動から惹起された縦振動であると考えてよい。

Ballast condition 570 CPMのピークは、プロペラ5次振動により二重底が振動し、そのために生じた見かけ上の振動とも解釈される。

主機架構の横振動について

No.9 シリンダジャケット (船尾) の横振動について検討した。

ただし、陸上運転時の計測はNo.1 シリンダジャケット (船首)

運 転 種 別		CASE No.	次 数 ORDER	回 転 数 R.P.M.	振 動 数 CPM	片 振 幅 mm	備 考	
陸 上			6	109.0	654	0.14	X形振動	
			9	72.0	648	0.02	H "	
海 上	NO LOAD BALLAST COND.	①	6	104.6	628	0.055	X形振動	
			9	71.0	639	0.02	H "	
		②	6	95.1	571	0.055	X形	
			6	102.7	616	0.054	"	
			9	70.0	630	0.02	H形	
			9	70.0	630	0.02	H形	
	BALLAST COND.	WITH STRUTS	③	5	82.5	413	0.03	{プロペラによる起振
				5	114.5	572	0.09	
				6	68.0	408	0.02	ねじり振動による。 (1/6)
				6	114.5	687	0.09	X形
				9	68.0	610	0.02	{ H形
				9	77.0	693	0.013	
	LOADED BALLAST COND.	WITHOUT STRUTS	④	5	113.4	564	0.125	{プロペラによる起振
				5	118.5	593	0.13	
				6	66.0	396	0.04	ねじり振動による。 (1/6)
				6	114.0	684	0.21	X形
				9	69.0	621	0.02	{ H形
				9	77.5	698	0.015	
LOADED FULL COND.	WITH STRUTS	⑤	5	112.0	560	0.08	プロペラにより起振	
			6	114.6	688	0.09	X形	

陸上運転時の固有振動に対して、無負荷運転時には、固有振動数は小さくなっている。

負荷状態では、固有振動数として、X形振動の400 CPM前後のものと、685 CPM前後のものが存在する。X形振動400 CPM前後のものは、クランク軸ねじり振動と関係あるものと思われる。

(2) STRUTの有無による各部振動の差異について

主機の横揺れ防止用 STRUT が各部振動にどのような影響があるか、検討してみた。

(a) クランク軸縦振動

(i) NO LOAD TEST (CASE 1, 2)

顕著なピークはないが、共振時の振動数および振動片振幅は、次のとおりである。

	FREQ.	S. AMP.
CASE 1 (WITH STRUT)	6 3 5 CPM (6次)	0.2 mm
" 2 (WITHOUT ")	6 3 8 CPM (")	0.2 mm

また、共振曲線もほぼ同様な傾向を示す。

(ii) LOAD TEST (CASE 3, 4)

	FREQ.	S. AMP.
CASE 3 (WITH STRUT)	6 4 5 CPM (6次)	0.5 6 mm
"	6 8 7 CPM (")	0.6 5 mm
CASE 4 (WITHOUT STRUT)	6 3 8 CPM (")	0.5 2 mm
"	6 8 1 CPM (")	0.6 5 mm

クランク軸縦振動には(i), (ii)に示すごとく、STRUTの有無はほとんど無関係と思われる。

(b) 主機架構横振動

(i) NO LOAD TEST (CASE 1, 2)

共振曲線を参照すると、共振曲線の全体的な傾向として、STRUTを外したほうが、若干振動振幅が大きい。

(ii) LOAD TEST (CASE 3, 4)

	FREQ.	S. AMP.
CASE 3 (WITH STRUT)	5 7 2 CPM (5次)	0.0 9 mm
"	6 8 7 CPM (6次)	0.0 9 mm
CASE 4 (WITHOUT STRUT)	5 6 4 CPM (5次)	0.1 2 5 mm
"	5 9 3 CPM (")	0.1 3 mm
"	6 8 4 CPM (6次)	0.2 1 mm
CASE 5 (WITH STRUT)	6 8 8 CPM (")	0.0 9 mm

振動振幅は、STRUTを外すと同じ振動数で約2倍になっている。

主機架構頂部の横振動は、STRUTを設けることによつて、その振動振幅を大巾に減少させることができる。

固有振動数に関しては、主機の常用回転数の範囲で、CASE 3の場合、上記に示す6次のピークがCASE 4ほどはつきりしていないが、CASE 5の場合の共振曲線からも考えられるように、STRUTを設けることによつて、別にさらに大きい固有振動数の山が発生し、MCR.以上の回転数にピークがあると推定される。

(c) 二重底上下振動

CASE 3	5 1 0 CPM (5次)	1.8 gal
	5 6 8 CPM (")	1.5 gal
	6 1 3 CPM (")	3.8 gal
	6 5 2 CPM (6次)	8 gal
	7 2 2 CPM (")	5 gal
CASE 4	5 0 6 CPM (5次)	1.5 gal
	5 7 1 CPM (")	2.6 gal
	6 1 2 CPM (")	3.5 gal
	6 5 2 CPM (6次)	1.0 gal
	7 1 3 CPM (")	8 gal

二重底上下振動の5次成分は、STRUTの有無にあまり関係ないようだが、6次成分はSTRUTを外すとわずかに増加している。