

第 1 5 8 研究部会

音響、振動解析による船用ディーゼル
機関の機械的異常診断法に関する研究
報 告 書

昭和 5 3 年 3 月

社 団 法 人
日 本 造 船 研 究 協 会

昨年に引続き3カ年計画の最終年度として、1) 機関の異常を軽微のうちに発見するため、バルブ機構から発生する異常の診断実験並びに実用的な異常診断システムの開発、2) 50年度に実施した吸排気弁作動異常及び吸気弁の圧縮洩れ、排気弁の吹抜けの研究成果を応用して、異常監視装置を試作し、実機による性能試験、3) 連接棒大端部締付けボルトがゆるんだ場合の異常検出法の実験により、低周波数領域におけるクランク軸ねじり振動に異常信号が認められたため、その妥当性を確認するための計算、解析、4) 小型機関を用い、スカフリング発生現象における振動、発生音及び温度の各種要因について計測を行い、これらの結果をとりまとめたものである。

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和52年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会の第158研究部会においてとりまとめたものである。

第158研究部会委員名簿 (敬称略、順不同)

部会長	大東俊一(京都大学)		
委員	秋山貞夫(大阪市立大学)	安部成正(日本鋼官)	
	池田和夫(日本郵船)	伊藤文男(三菱重工業)	
	今橋武(住友重機械工業)	植田靖夫(船舶技術研究所)	
	遠藤裕久(三井造船)	緒方一彦(神戸商船大学)	
	小野義一郎(小野測器製作所)	川崎昭久(富士ディーゼル)	
	川原田豊(大阪商船三井船舶)	木村信太郎(安立電気)	
	佐山昭彦(川崎汽船)	杉浦嘉春(三菱重工業)	
	杉本正夫(新潟鉄工所)	武本善之(石川島播磨重工業)	
	徳永弘司(日立造船)	中村陽一(川崎重工業)	
	永井将(日立造船)	服部隆盛(昭和海運)	
	浜本嘉輔(京都大学)	東野一郎(大阪市立大学)	
	平原伝治(赤阪鉄工所)	星野次郎(日本海事協会)	
	堀雄一(阪神内燃機工業)	溝口泰峰(佐世保重工業)	
	宮崎信政(ダイハツディーゼル)	山田忠之(日本無線)	
	山田真弓(ヤンマーディーゼル)		

診断小委員会委員名簿 (敬称略、順不同)

主査	東野一郎(大阪市立大学)		
委員	秋山貞夫(大阪市立大学)	小野義一郎(小野測器製作所)	
	辻田峯夫(三井造船)	永井将(日立造船)	
	野邑奉弘(大阪市立大学)	守田栄之(大阪市立大学)	

目 次

第1章 緒 言	1
第2章 実用異常診断システムの開発	2
1. 実用異常診断装置	2
1.1 構 成	2
1.2 機能及び取扱い	2
1.2.1 SIGNAL CONDITIONER	2
1.2.2 DIAGNOSTIC ANALYZER	2
2. 異常診断装置を用いた実験結果	10
2.1 実験方法	10
2.1.1 計測システム	10
2.1.2 検 出 器	10
2.1.3 タイミング	10
2.2 実験結果及び考察	11
2.2.1 弁間隙異常	11
2.2.2 弁ばね異常	11
2.2.3 排気弁損傷によるガス洩れ異常	12
2.3 ま と め	12
3. 回転変動及びねじれ振動に関する考察	22
3.1 測定原理	22
3.1.1 回 転 移 動	22
3.1.2 ね じ れ 振 動	22
3.2 実験方法	22
3.2.1 検出器及び計測システム	22
3.2.2 検 出 方 法	22
3.3 実験結果及び考察	22
3.3.1 ね じ れ 振 動	22
3.3.2 回 転 変 動	23
3.4 ま と め	23
第3章 吸排気弁のガス洩れと作動異常検出の研究	34
1. ま え が き	34
2. 異常監視装置の試作	34
2.1 検 出 原 理	34
2.2 装置の概要	34
2.3 構 成	35
2.3.1 セ ン サ	35
2.3.2 信号処理部	35

2.3.3	アナログ入力部	35
2.3.4	デジタル入力部	35
2.3.5	制御部及びメモリー部	36
2.3.6	表示部	36
2.4	機能	36
2.4.1	計測モード	36
2.4.2	表示モード	36
3.	異常検出実機試験	36
3.1	排気弁作動異常の検出	37
(1)	機関正常時波形(負荷 2/10)	37
(2)	弁間隙 2.0 mm (負荷 2/10)	37
(3)	弁間隙 1.0 mm (負荷 2/10)	37
(4)	負荷が変わった場合	37
3.2	排気弁ガス洩れの検出	37
(1)	機関正常時波形(負荷 2/10)	38
(2)	ガス洩れが生じた場合の波形(負荷 2/10、異常(L))	38
(3)	負荷が変わった場合の波形	38
4.	まとめ	39
第4章	クランク軸系の異常検出の研究	52
1.	まえがき	52
2.	計算の方法	52
2.1	クランクピンに作用する力	52
2.1.1	連接棒中心線方向に作用する力	52
2.1.2	ガス圧力・ピストン慣性力・連接棒慣性力を考慮したクランクピン作用力	53
2.2	クランク軸ねじり振動の計算	55
2.3	非線型要素の取扱い	56
2.4	フィルタ解析	57
3.	実測値と計算値の比較	57
3.1	クランク軸に作用するトルク	58
3.2	クランク軸ねじり振動	58
(1)	S-1 シリンダ連接棒大端部締付ボルトゆるみ(548 rpm)	58
(2)	S-3 シリンダ連接棒大端部締付ボルトゆるみ(548 rpm)	59
(3)	S-3 シリンダ連接棒大端部締付ボルトゆるみ(380 rpm)	59
4.	他の軸系での連接棒大端部締付ボルトゆるみ	60
4.1	クランク軸に作用するトルク	60
4.2	クランク軸ねじり振動	60
(1)	600 Hz 以下のフィルタ解析	61
(2)	3 節固有振動数付近のフィルタ解析	61

(3) 4、5、6 節固有振動数付近のフィルタ解析	61
(4) 異常の程度が変わった場合	61
5. シリンダライナとピストンのスカuffing	62
5.1 クランク軸に作用するトルク	62
5.2 クランク軸ねじり振動	62
(1) 600 Hz 以下のフィルタ解析	62
(2) 3 節固有振動数付近のフィルタ解析	62
(3) 4、5、6 節固有振動数付近のフィルタ解析	62
6. まとめ	63
第5章 シリンダライナのスカuffing診断法の研究	81
1. 実験方法	81
1.1 実験装置	81
1.2 計測方法	81
1.3 実験運転及び実験経過	82
2. ピストンスカートスカuffingの検知実験結果とその検討	83
2.1 スカuffing発生状況	83
2.2 スカuffing発生時の諸現象	84
(1) マクロ的観察	84
(2) シリンダライナの局部温度変化	84
(3) ピストンの挙動	84
(4) シリンダライナの振動加速度	85
(5) 架構の振動加速度	85
(6) 機関発生音	86
(7) クランク軸たて振動	86
2.3 周波数分析による検討	86
(1) シリンダライナの固有振動数	86
(2) 実測データの周波数分析	86
3. ピストンリングスカuffing検知実験結果とその検討	88
3.1 軟鋼材料のシリンダライナによるスカuffing検知実験	88
(1) 実験経過	88
(2) シリンダライナのPS、上下方向加速度振動波形の検討	88
3.2 ピストンライナのクリアランスが大きい場合のスカuffing検知実験	89
(1) 実験経過	89
(2) シリンダライナPS、上下方向加速度振動波形の検討	89
4. スカuffing検知法の検討	90
5. まとめ	91

第 6 章 異常診断論理について	108
1. まえがき	108
2. 診断小委員会の作業	108
2.1 作業経過	108
2.2 作業内容	109
2.2.1 診断論理システム	109
2.2.2 故障のアルゴリズム	110
2.2.3 キーワードの選定	110
2.2.4 パンチカード化	111
2.2.5 パンチカードの利用法	111
2.3 結 果	112
第 7 章 結 言	130

第1章 緒 言

この報告は、昭和51年度に引続き昭和52年度事業計画にもとづき、株式会社小野測器製作所において、(i)実用異常診断システムの開発、三井造船株式会社において、(ii)吸排気弁のガス洩れと作動異常の検出の研究、(iii) クランク軸系の異常検出の研究、日立造船株式会社において、(iv)シリンダライナのスカフリング診断の研究をまとめたものである。

さらに前年度から診断小委員会を発足させ、診断学的立場から研究を進め、数回の委員会を開き討論を重ねてきた。この小委員会において検討された事項をも合せて報告する。

第2章 実用異常診断システムの開発

船用ディーゼル機関においては、その使用条件が過酷なだけに小さな異常が重大事故につながる危険性が高い。このため、機関の異常を軽微なうちに発見する異常診断装置が以前から必要とされてきた。

本研究では、主としてバルブ機構から発生する異常について診断の実験を行ない、それらの結果を基にして実用的な異常診断システムを開発することを目的としている。

1. 実用異常診断装置

1.1 構成

図1.1に実用異常診断装置を含めた測定系を示す。前年度までの実験結果等から信号を解析する前に信号処理の必要(詳細な機能については後述)がわかったので、それを行う SIGNAL CONDITIONER と信号解析を行う。DIAGNOSTIC ANALYZER とから成り立っている。完成した装置の写真を図1.2に示す。

1.2 機能及び取扱い

1.2.1 SIGNAL CONDITIONER

図1.3にシグナル・コンディショナーのブロック図を示す。主たる機能は、2チャンネルの信号の全波整流、ハイパス・フィルタ、ローパス・フィルタ及び任意のクランク角度からサンプルを開始するためのトリガー・ディレイ等である。

仕様の詳細を表1.1に示す。

機能及び取扱い方法を以下に示す。

すなわち、図1.3のSIG1、SIG2に増幅された振動加速度波形を入力すれば、まず、ハイパス・フィルタによってロ過される(カット・オフ周波数は、5KHz、10KHz、15KHzの3段階の設定可能)。次に全波整流され、やはり3段階設定のローパス・フィルタによって処理されて出力端子に処理後の波形が得られる。

この場合、出力波形に対してディジ・スイッチによりアナログ・ゲートをセットすることができる。

すなわち、TRIG端子にTDCパルスを入力し、GL入力端子に角度パルス(例えば、720パルス)を入力しておき、GATE ONのディジ・スイッチを360に、GATE OFFのディジ・スイッチを719に設定すれば、TDCから360°遅れたところからアナログ・ゲートが開き、A、Bの処理波形が出力され、同時に0-5V(T.T.L.レベル)のゲート信号が出力される(図1.4参照)。2つのディジ・スイッチの設定により、任意のクランク角度の信号を得ることができる。

1.2.2 DIAGNOSTIC ANALYZER

図1.5にDIAGNOSTIC ANALYZERの完成写真を、図1.6にブロック図を示す。

仕様の詳細を表1.2に示す。

主たる機能は、入力波形保持、波形平均、オート・パワー・スペクトル、パワー・レート、振幅確率密度関数、振幅確率分布関数、及び次数分析等である。

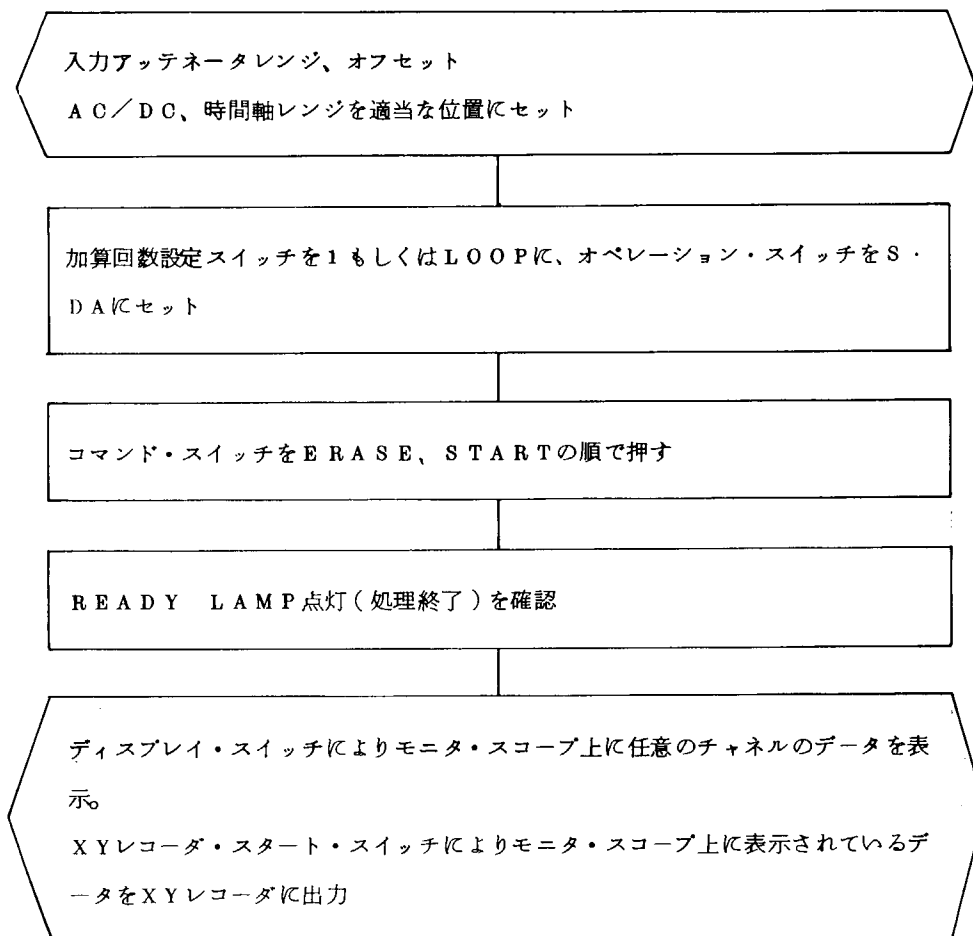
以上の処理は、全て2チャンネル同時に行われる。次に各機能の詳細を記す。

(1) 入力波形保持

入力信号をサンプルし、その波形を表示する。

サンプルされたデータの周波数分析も可能。

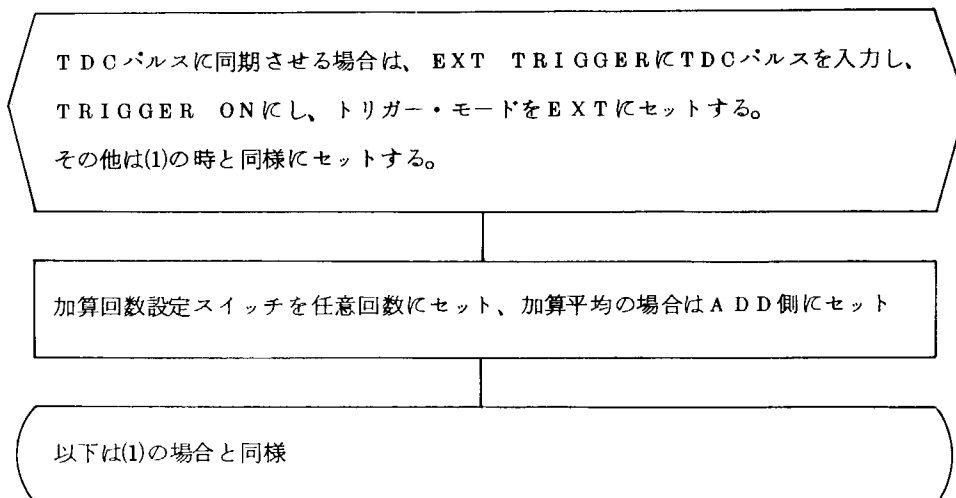
○ 操作手順



(2) 波形平均(2チャンネル同時)

入力信号をサンプルし、その波形を加算平均または減算平均する。

○ 操作手順



(3) パワー・スペクトル

高速フーリエ変換 (FFT) のアルゴリズムを用いて、ハードウェアによって演算している。計算式を次に示す。

サンプルした入力信号を $f_x(i\Delta t)$ とすると、フーリエ変換は次式で示される。

$$F_x(l\Delta k) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} f_x(i\Delta t) \exp(-j \frac{2\pi i l}{N})$$

ここで、

$$\Delta t : \text{サンプリング間隔} \quad j : \sqrt{-1}$$

$$N : 1024$$

$$l : 0 \sim 511$$

$$\Delta k : \text{周波数間隔}$$

$$F_x(l\Delta k) : \text{フーリエ係数 } \{A_x(l\Delta k) + jB_x(l\Delta k)\}$$

本器は2チャネルの入力信号 f_x 、 f_y に対して同時にフーリエ変換し、フーリエ係数 F_x 、 F_y それぞれ求めている。したがって、パワー・スペクトルは次式によって求める。

$$P_{xx}(l\Delta k) = F_x^* F_x = A_x^2 + B_x^2$$

$$P_{yy}(l\Delta k) = F_y^* F_y = A_y^2 + B_y^2$$

また、本器はパワー・スペクトルの表示の際にパワーの積分値 (ただし、100%規格化)、すなわち、パワー・レートを表示することができる。これは、次式によって与えられるものである。

$$Prate = \frac{\int_0^f P df}{\int_0^f \max P df}$$

このパワー・レート表示は、分析レンジの全周波数のパワーを100%として低周波数成分から順次積分し、規格化して表示するものであり、これによりどの周波数成分のパワーが最も多く含まれているかが一目でわかり、振動、音などのパターン認識の方法として極めて有効なものの1つである。

本器では、信号の有限区間のサンプルによるスペクトルの変形を避けるために、ハミングの窓関数を原信号に乗じてから解析を行う方法をとっている。

$$h(t) = 0.54 - 0.46 \cos \frac{2\pi}{T} t$$

ただし、 T : サンプルング時間

○ 操作手順

入力信号の処理等は(1)、(2)とほぼ同様

エイリアシング防止のため FILTER ONにする。

すでにサンプルしてあるデータを解析する時には INHIBIT MODEに、これから入力するデータで解析する時には INPUT MODEにする。

WINDをセット

オペレーション・スイッチを SPECの位置にセット

周波数分析レンジ、加算回数を決定する。

- INPUT MODEの時はコマンド・スイッチを ERASE、START の順で押す。
- INHIBIT MODEの時は STARTを押す。

READY LAMPの点灯を確認

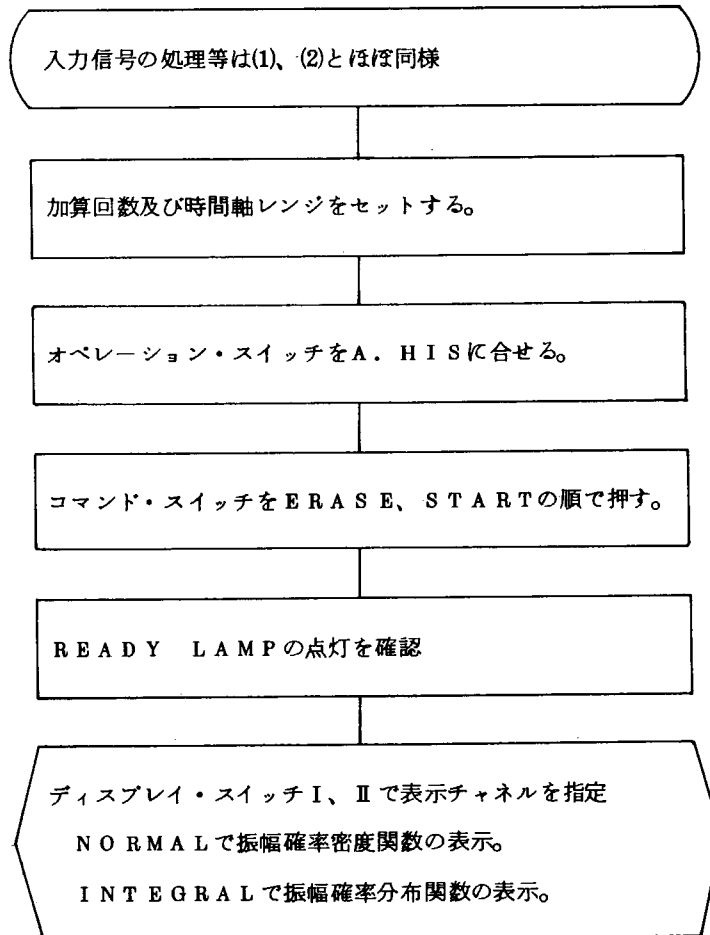
- オペレーション・スイッチとディスプレイ・スイッチの組合せによって、任意のチャンネルのパワー・スペクトル(パワー・レート)を表示。
- ディスプレイ・スイッチを NORMAL側にセットすればパワー・スペクトルを表示、 INTEGRAL側にセットすればパワー・レートを表示。
- Y軸のスケールを LINにすれば振幅スペクトル表示、 LOGにすればパワー・スペクトル表示。

(4) 振幅確率密度関数及び分布関数

設定入力レンジの負のフルスケールから正のフルスケールまでを128レベルに等分割し、入力信号をサンプリングした時点でレベルをふりわけ各レベルの確率密度を求める。1回当たりのサンプル数は1,024点、2チャンネル同時処理可能。

振幅確率分布関数は、上で求めた振幅確率密度関数を積分することにより求めている。

○ 操作手順



(5) 表示及びサーチ

オペレーション、ディスプレイ等の指定によってデータ処理した後、その結果がモニター・スコープ上に表示される。

この時、SEARCHのスイッチによってモニター・スコープ上の任意の点のX、Yのデータを知ることができる。X、Yの値はLED表示によってなされる。サーチの点は輝度変調がなされ、周囲の点と区別されている。

平均演算の場合は、加算回数も同時にLED表示される。

X-Y・レコーダへの出力は、モニター・スコープ上の表示内容が出力されるようになっている。

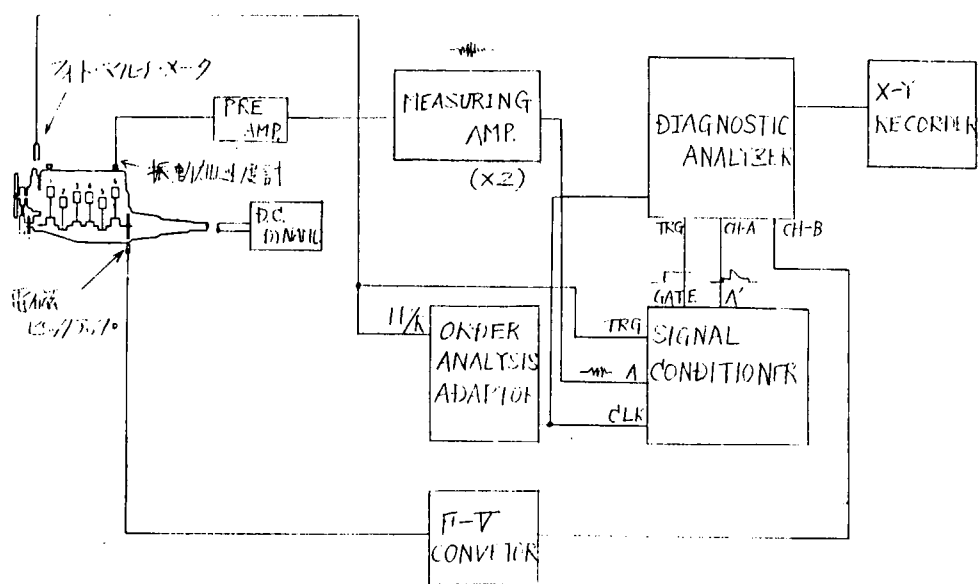


図 1.1 実用異常診断装置を含めた測定系ブロック図

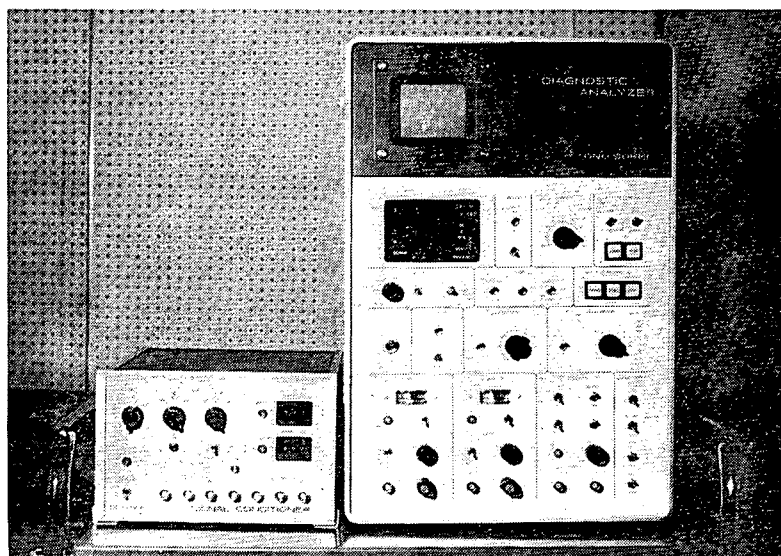


図 1.2 実用異常診断装置

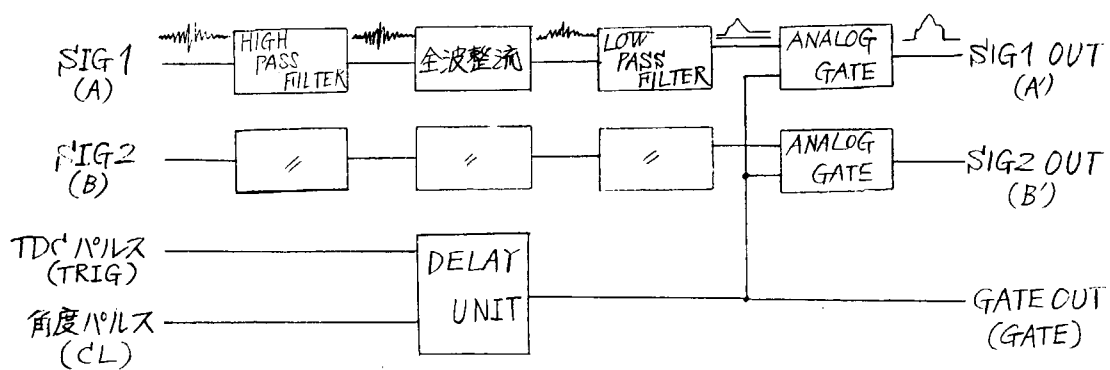


図 1.3 シグナル・コンディショナー構成ブロック図

表 1.1 シグナル・コンディショナー仕様諸元

	仕 様
入 力 信 号 レ ベ ル	A、B ——— $\pm 1 \text{ V}$ 以内 C L ——— $\pm 0.1 \text{ V}$ 以上 T R I G ——— T.T.L. レベル
入 力 周 波 数 範 囲	A、B ——— D.C. $\sim 50 \text{ KHz}$
出 力 信 号 レ ベ ル	A、B ——— $0 \sim 0.5 \text{ V}$ G A T E ——— T.T.L. レベル
ハ イ パ ス ・ フ ィ ル タ ー	(A、B 共) f_c ——— $5 \text{ K}、10 \text{ K}、15 \text{ KHz}$ (24 dB/OCT)
ロ ー パ ス ・ フ ィ ル タ ー	A : $3.0 \times 10^{-3} \text{ S}$ 時 定 数 ——— B : $1.5 \times 10^{-3} \text{ S}$ C : $6.9 \times 10^{-4} \text{ S}$
デ ィ ジ ・ ス イ ッ チ	G A T E O N ——— $1 \sim 998$ クロックまで " O F F ——— 遅延可能

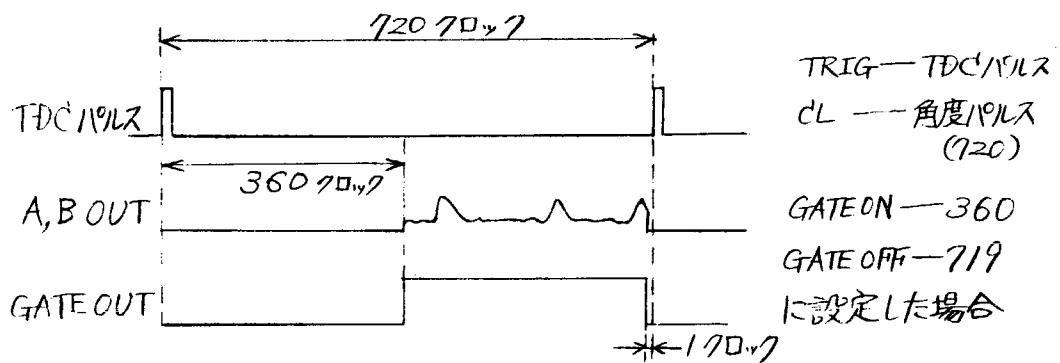


図 1.4 アナログ・ゲート説明図

表 1.2 DIAGNOSTIC ANALYZER の仕様諸元

機 能	仕 様
波 形 保 平 持 均	時間軸レンジ：0～5、10、25、100、250、500 msec、1、2.5、5、10 sec 及び EXT の 12 レンジ 時間軸分解能：時間軸レンジの 1/512 縦軸分解能：0.4 % / F.S. (1～128 倍の出力ゲイン付) サンプリング数：1024 点 / チャンネル
周 波 数 分 析	周波数レンジ：DC～25、50、100、250、500 Hz、1、2.5、5、10、25、50 KHz 及び EXT の 12 レンジ 周波数分解能：周波数レンジの 1/500 ダイナミックレンジ：60 dB (3 dB ごとの出力ゲイン付) 周波数軸表示：リニア / ログ } 両軸ともデジタルにて演算 縦 軸 表 示：リニア / ログ } ウィンドウ：HAMMING サンプリング数：1024 点 / チャンネル
入 力 へ 2 チ ャ ネ ル)	入力インピーダンス：100 KΩ 入力カップリング：AC / DC アッテネータレンジ：± 0.125、0.25、0.5、1、2、8、16、32 Vpp 及び連続可変 入力オフセット：アッテネータレンジの F.S. で連続可変 入力レベルモニタ：レベルメータ (実効値表示) A / D オーバー・フロー (LED) アンチ・エイリアシング・フィルタ：カットオフ周波数の 2 倍で 88 dB 減衰 (分析レンジ自動設定) A / D 可 変：8 ビット (符号 + 7 ビット) 2 チャンネル同時サンプル方式 校 正 信 号：500 Hz $\pm$ 0.8 V の方形波 (2 チャンネル間で位相差 90°) トリガーマード：フリー / ノーマル / プレ トリガースource：内部 (A / B) 及び外部 トリガーレベル：アッテネータ・レンジのフルスケールで連続可変
出 力 表 示	内部モニタスコープ：20 msec / 1 sweep 外部モニタスコープ：X、Y、Z (輝度) 及び TRIG (同期信号) X-Y レコーダ：X (0～5 V)、Y (0～5 V)、Z (ペンの up/down リレー接点) 較正 (Zero、Span) デ ィ ジ タ ル：(TTL レベル) ・ A / D 変換 (2 チャンネル) ・ パネル情報 ・ 分析結果 表 示：X (分析レンジからの較正) msec、sec、KHz、Hz 及び無次元 Y (入力アッテネータレンジから較正) V、DEG、dB、% ドットサーチ：左右に連続移動及び 1 ラインごとの移動 $\times 1 / \times 10$：横軸の任意の 50 ライン分をフルスケールに拡大可
一 般 仕 様	電 源：AC100 V $\pm$ 10 %、50/60 Hz、300 VA 動作雰囲気：5～40 $^{\circ}$C (温度) 30～95 % (湿度) 外形寸法：315 (W) $\times$ 475 (H) $\times$ 525 (D) 重 量：28 kg

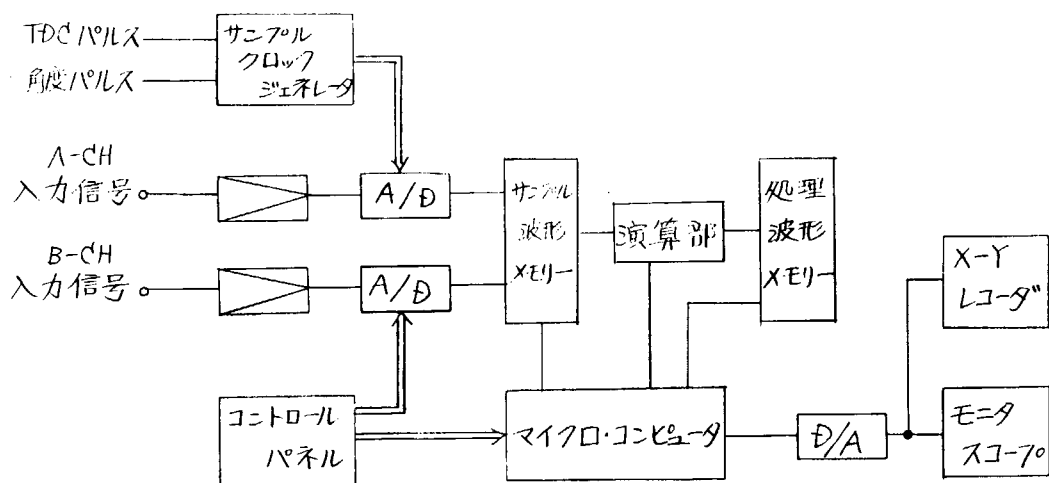


図 1.5 ダイアグノスティック・アナライザーブロック図

2. 異常診断装置を用いた実験結果

2.1 実験方法

実験設備、運転条件等は前年度報告（日本造船研究協会研究資料 No. 252、270）とほぼ同一である。

診断の対象とした異常は、弁間隙異常、弁ばね異常、ガスもれ異常である。

2.1.1 計測システム

図 1.1 に示すような異常診断解析システムで行った。

前節で述べた異常診断解析装置の他に小野測器製 CF-63B 型 次数分析アダプターと小野測器製 FV-800 型周波数—電圧変換器とを用いて実験を行っている。

以下にそれらの使用方法を示す。

- (1) 次数分析アダプター……入力信号を任意の設定値（1～999）倍した信号（入力信号に同期）を出力することができる。したがって、本器に TDC パルスを入力し、乗倍設定値を 500 にセットして本器の出力をダイアグノスティック・アナライザーのクロック端子を入力することにより、モニター・スコープ上に 2 回転丁度のデータを描かせることができる。また、これにより 250 次までの次数分析ができる。
- (2) 周波数—電圧変換器……詳しい使用法は後述電磁ピックアップからの入力信号の周波数に応じた電圧出力が得られ、これによってクランク軸の回転変動を観察することができる。

2.1.2 検出器

前年度までと同様の振動加速度計、電磁ピックアップ、フォト・マルチメータを使用している。

2.1.3 タイミング

図 2.1 に 6 気筒の燃料噴射、吸排気弁の開閉のタイミングを示す。

2.2 実験結果及び考察

2.2.1 弁間隙異常

前年度と同様、排気弁間隙を 0.25 mm から 0.36 mm、0.45 mm、0.55 mm、0.62 mm と変化させて実験を行った（第 6 気筒排気弁）。

図 2.1 ～ 2.3 はその測定結果である。図のデータは前述の次数分析アダプターの通倍設定値を 500 とし、クランク軸の 2 回転が丁度観察できるようにされたもので、横軸フルスケールが 2 回転となっている。また、前節より、弁間隙異常はロッカー・アーム軸受の振動より識別されることがわかっているため、今回の場合も監視したデータは、ロッカー・アーム軸受の振動をシグナル・コンディショナーで処理されたものである。すなわち、シグナル・コンディショナーにて 5 KHz ハイパス、全波整流、時定数 6.9×10^{-4} sec のローパスのそれぞれの処理をされたものの 16 回波形平均である。

図 2.3 には排気弁プッシュロットの動き（微分波形）も記してあるので、これにより排気弁開時の振動波形がどれに相当するかわかる。図 2.1 ～ 2.3 までの図中、○印をつけたものがそれである。

図 2.4 ～ 2.5 は第 6 気筒排気弁開時のロッカー・アーム軸受振動をシグナル・コンディショナーによって抽出し、それをダイアグノスティック・アナライザーの時間軸レンジ 25 msec にてサンプル、16 回平均したものである。

以上から前年度までと同様に弁間隙が 0.45 mm 程度までは正常運転時とほとんど変化がないが、0.55 mm から急激に振幅が大きくなっているのが認められる。

図 2.6 ～ 2.7 は排気弁開時のロッカー・アーム軸受の振動のパワー・スペクトル、パワー・レートを示す。

図 2.6 は正常運転時の場合、図 2.7 は弁間隙を 0.55 mm にした場合のデータであるが、異常の場合は全体的に振動のパワーが大きく、しかも 6 ～ 8 KHz 付近のパワーが特に大きくなっているのが観察される。これは、前年度までのスペクトルと同様の傾向であるのが確認される。

図 2.8 ～ 2.10 は弁間隙を変化させた場合の回転変動の結果である。これから第 6 気筒の爆発による回転変動の変化はあまりないが、クランク角度にして 360° ずれている第 1 気筒の爆発による回転変動の変化が認められる。

2.2.2 弁ばね異常

前年度と同様の条件、すなわち、第 6 気筒の排気弁の弁ばねを内側の 1 つだけにして行った。

図 2.11 は正常運転の場合のデータであり、図 2.12 は弁ばね異常の場合のものである。

また、前年度より弁ばね異常は、弁着座時のロッカー・アーム軸受の振動に注目すると検出し易いということが知られているので、今回も第 6 気筒の排気弁の着座時の振動についての分析を行った。

その結果を図 2.13 に示す。

これらより明らかに弁ばね異常の場合のロッカー・アーム軸受の振動は正常運転の場合に比べて大きいのがわかる。

図 2.14(a)～(c)は弁ばね異常の場合の回転変動で出力を変化させた場合であり、同図(d)は正常運転時の出力 24 PS の時のものである。

(b)、(d)とを比較してみると、弁ばね異常、正常の場合の回転変動の違いはほとんどないことがわかる。したがって、この運転条件の範囲では、弁ばね異常は回転変動からは検出できないと思われる。

同図(a)～(c)でわかるのは、出力が上がるにつれて回転変動の変動幅が小さくなっていることで、特に 32 PS 出力時のデータでは軸系の共振点付近のためか、気筒の爆発による明確な回転変動という形状ではなくなって

いる。

2.2.3 排気弁損傷によるガス洩れ異常

実験に採用した損傷は図 2.1 5(a) の物の他に損傷の程度を大きくした図 2.1 5(b) のようである。

機関運転条件は、前年度と同様 16.0 PS で行った。

図 2.1 6 ～ 2.1 8 は第 6 気筒排気枝管振動及びクランク軸回転変動によるガスもれ異常の監視の実験結果である。

損傷の程度を大きくした図 2.1 8 のデータでは、第 6 気筒の燃焼時の振動が大きく出ているのが認められる。これはガスもれによる振動をとらえているものと思われるが、図 2.1 7 のように損傷の程度が小さい場合にはほとんど変化がない。これは前節での結果にも示されたように、波形平均によって変化が埋もれてしまうためであろう。

一方、回転変動による監視結果では、損傷の程度に応じてデータの変化があらわれているのがわかる。

図 2.1 9 は第 6 気筒の爆発時期の振動に注目したものである。これも波形平均されたデータであるが、損傷排気弁を用いた場合には振動の経過時間が長くなっているのが認められる。

また、図 2.2 0 には爆発時期の振動の全波整流したものの振幅確率密度を示す。やはり損傷排気弁を用いた場合のほうが、とりうる振幅の範囲が広いことがわかる。

図 2.2 1 ～ 2.2 2 はガスもれ異常を模擬的に排気弁間隙を負にして回転変動を監視したものである。

図 2.2 1 は第 6 気筒の排気弁を、図 2.2 2 は第 2 気筒の排気弁間隙をそれぞれ -0.2 mm 程度にして行ったものであるが、対応する気筒の爆発による回転変動の変化が明らかになっている。

2.3 ま と め

以上まとめると次のことが言える。

- (1) 排気弁間隙異常は、ロッカー・アーム軸受の振動の弁閉時のデータに注目することによって検出することができる。回転変動では、クランク角度で 360° ずれたところに変化が出るが顕著なものではない。
- (2) 弁ばね異常は、ロッカー・アーム軸受の振動の弁閉時のデータに注意することによって検出し得る。回転変動ではほとんど変化を検知することができない。
- (3) 排気弁損傷によるガスもれ異常は、回転変動監視によってかなり容易に検出することができる。また、排気管振動によっても検出することはできる。

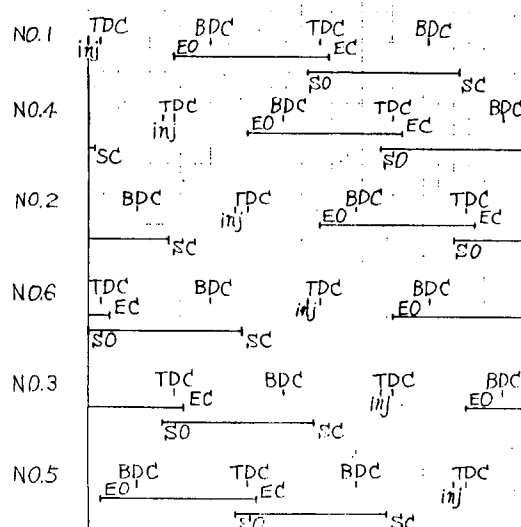


図 2.1 試験機関のピストン行程と吸排気弁タイミング

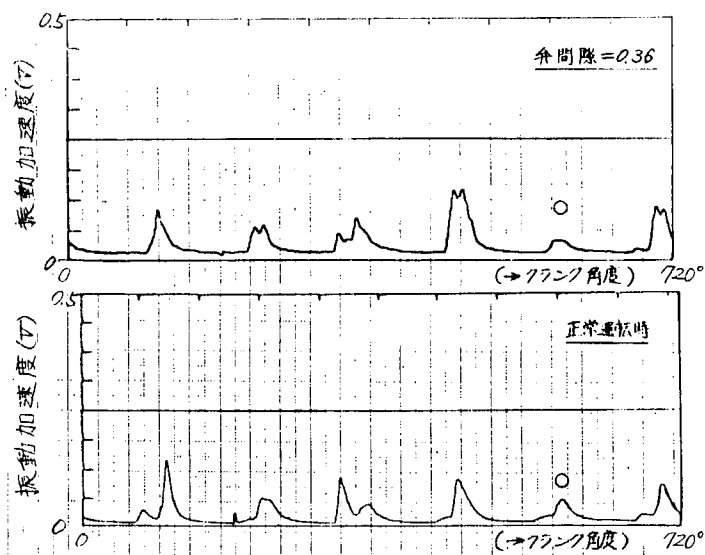


図 2.2 第 6 気筒排気弁間隙を変化させた場合のロッカー・アーム振動

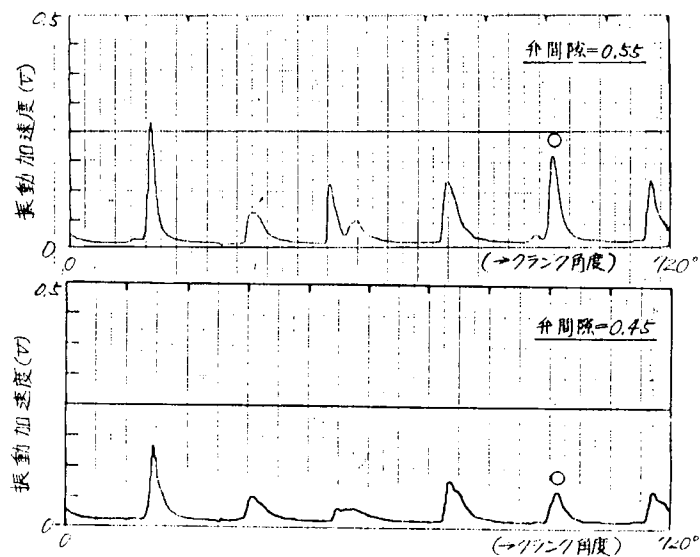


図 2.3 第 6 気筒排気弁間隙を変化させた場合のロッカー・アーム振動

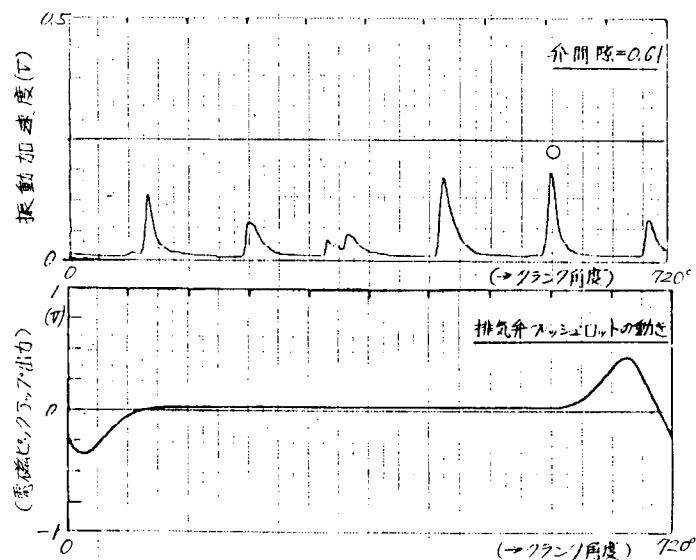


図 2.4 第 6 気筒排気弁間隙を変化させた場合のロッカー・アーム振動

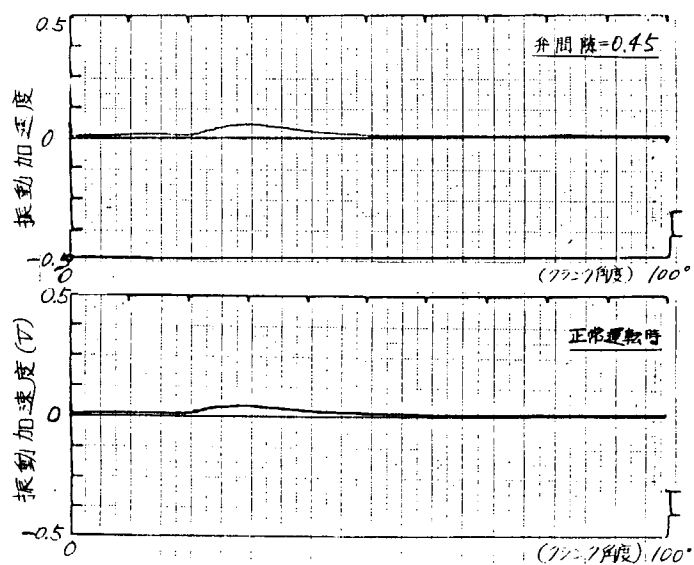


図 2.5 第 6 気筒排気弁開時のロッカー・アーム軸受振動

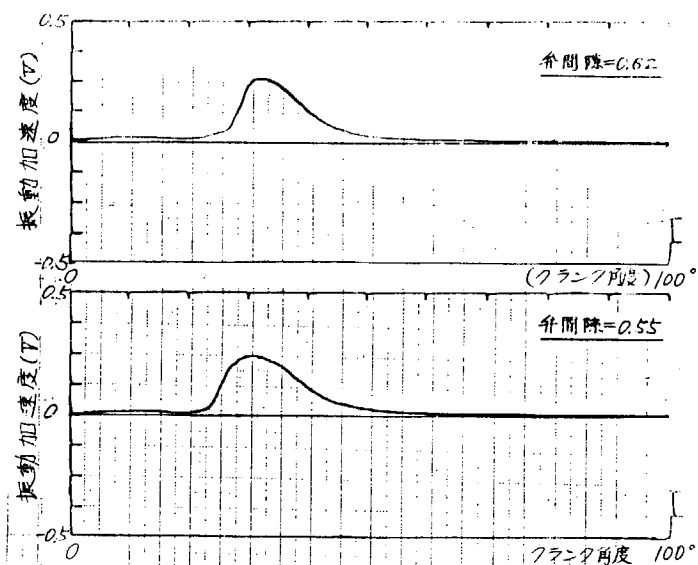


図 2.6 第 6 気筒排気弁開時のロッカー・アーム軸受振動

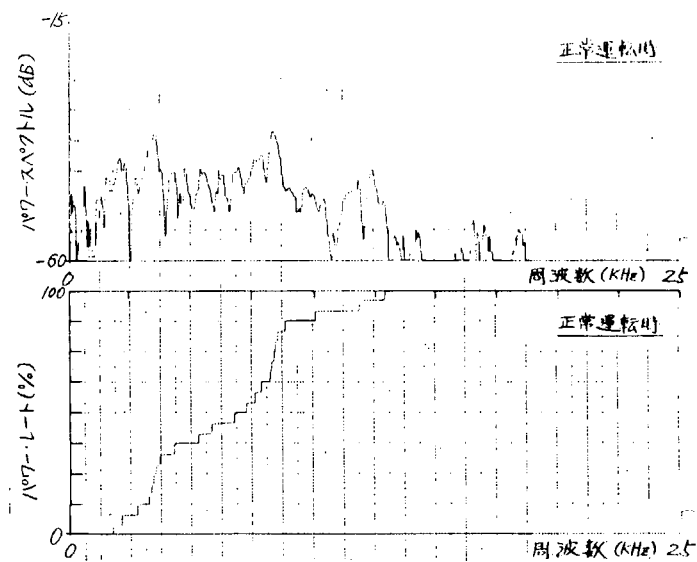


図 2.7 第 6 気筒排気弁開時の振動のパワー・スペクトル、パワー・レート

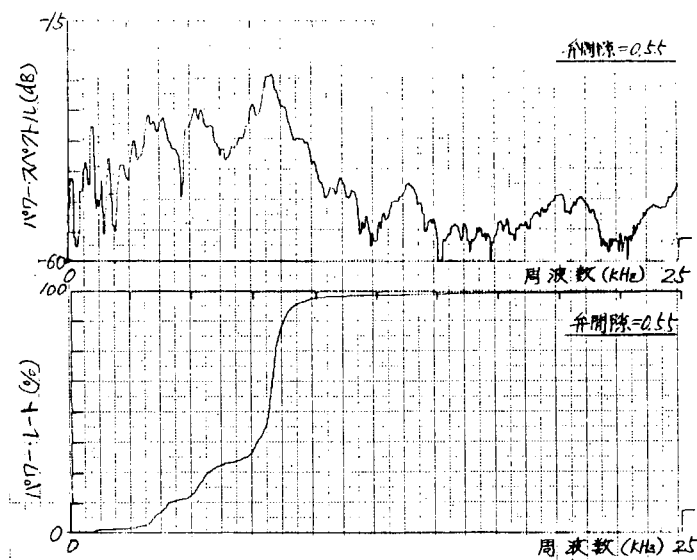


図 2.8 第 6 気筒排気弁開時の振動のパワー・スペクトル、パワー・レート

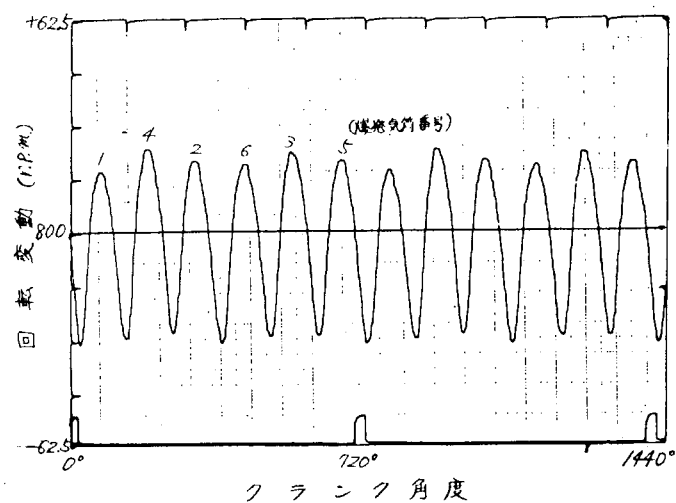


図 2.9 正常運転時 (全気筒弁間隙 0.25 mm)

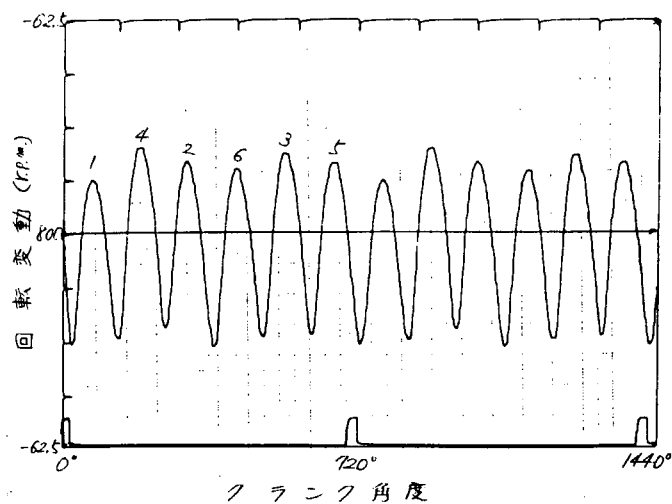


図 2.10 異常時（第 6 気筒排気弁間隙 0.4 mm）

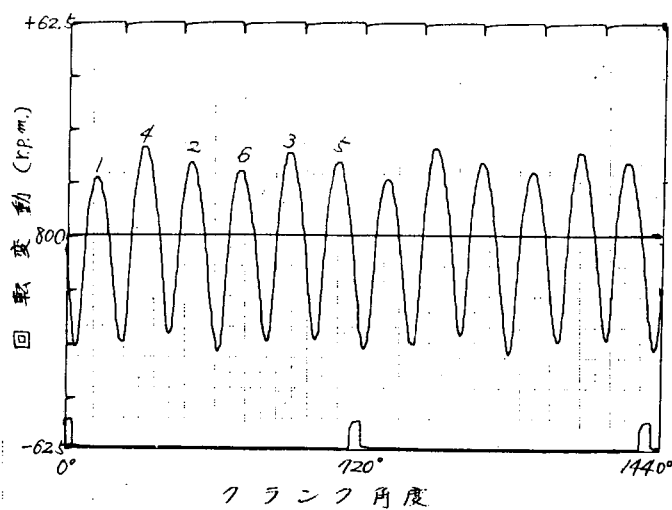


図 2.11 異常時（第 6 気筒排気弁間隙 0.52 mm）

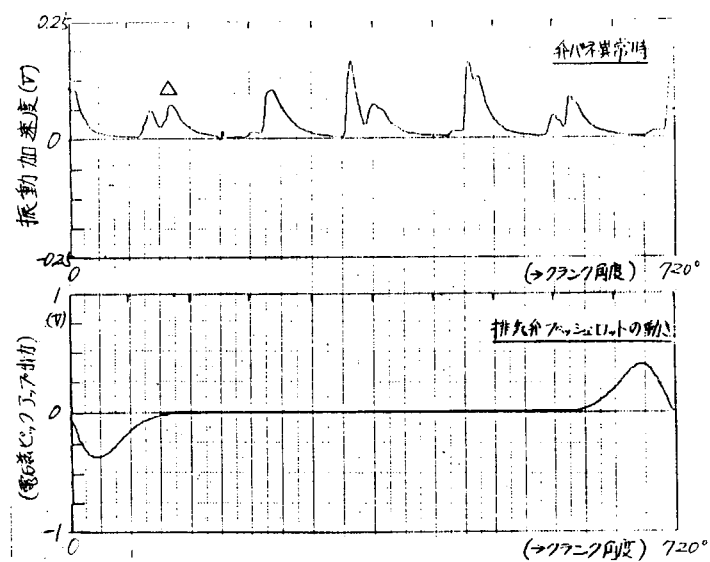


図 2.12 弁ばね異常時のロッカー・アーム軸受振動及び排気弁プッシュ・ロットの動き

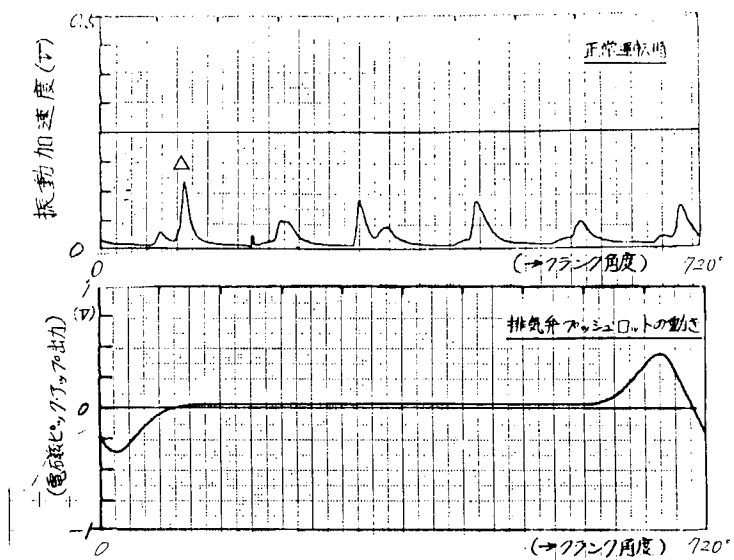


図 2.13 正常運転時のロッカー・アーム軸受振動及び排気弁プッシュ・ロッドの動き

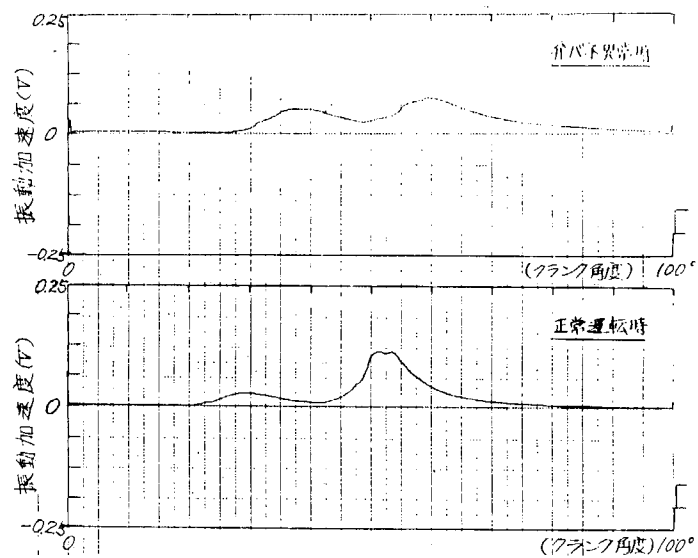


図 2.14 排気弁閉時のロッカー・アーム軸受振動

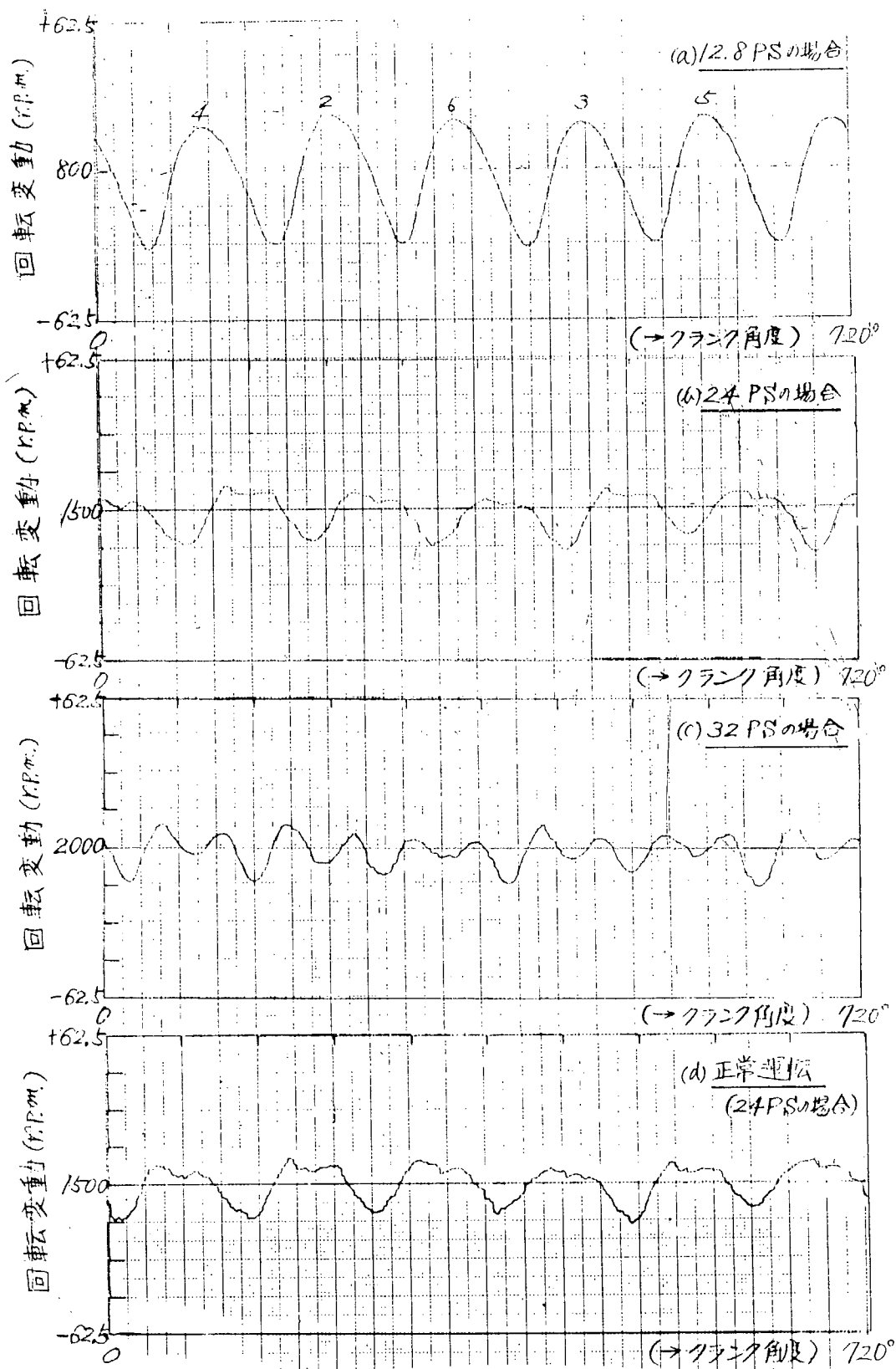


図 2.15 出力を変化させた場合の回転変動

(a) ~ (c) = 弁ばね異状、(d) = 正常運転

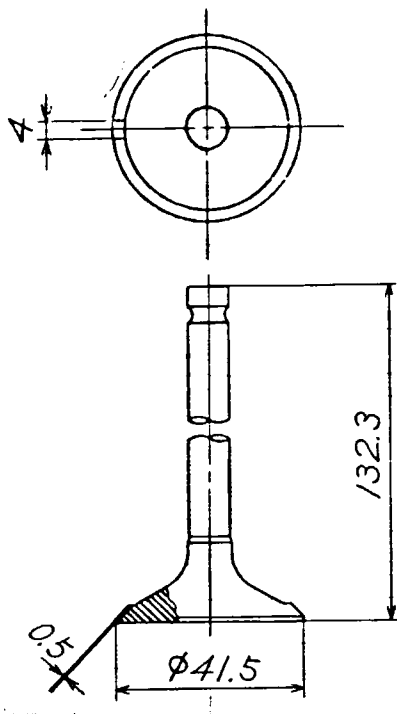


図 2.16 (a) 使用した損傷排気弁 (I)

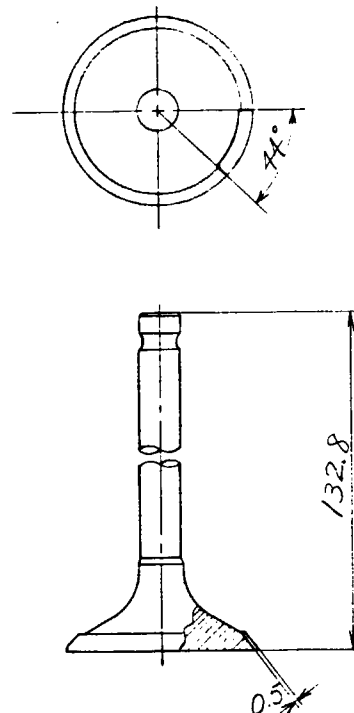


図 2.16 (b) 使用した損傷排気弁 (II)

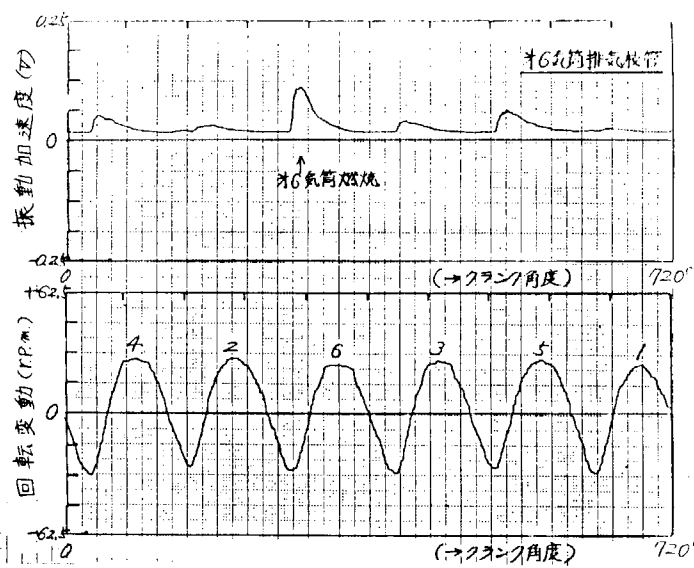


図 2.17 正常運転の場合の実験結果

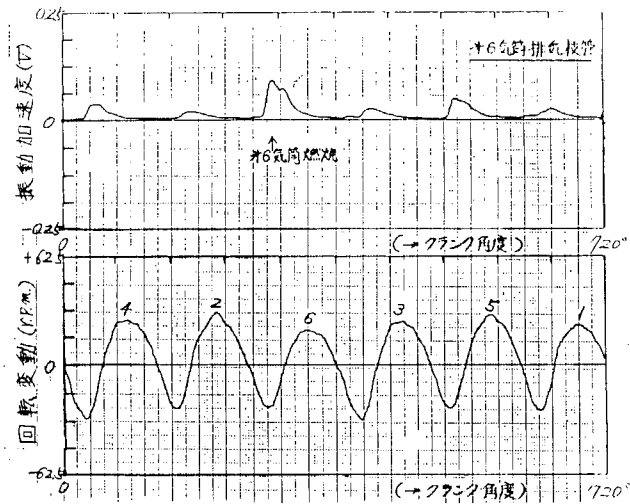


図 2.18 損傷排気弁 I を用いた場合の実験結果

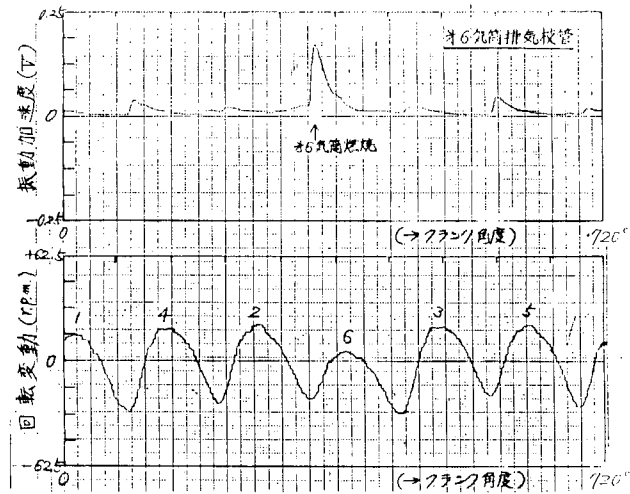


図 2.19 損傷排気弁 II を用いた場合の実験結果

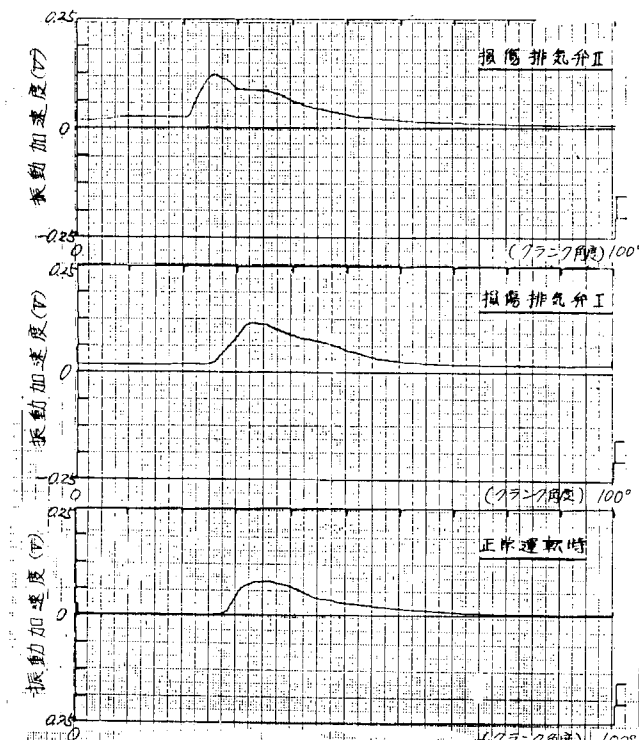


図 2.20 第 6 気筒燃焼時の排気枝管振動

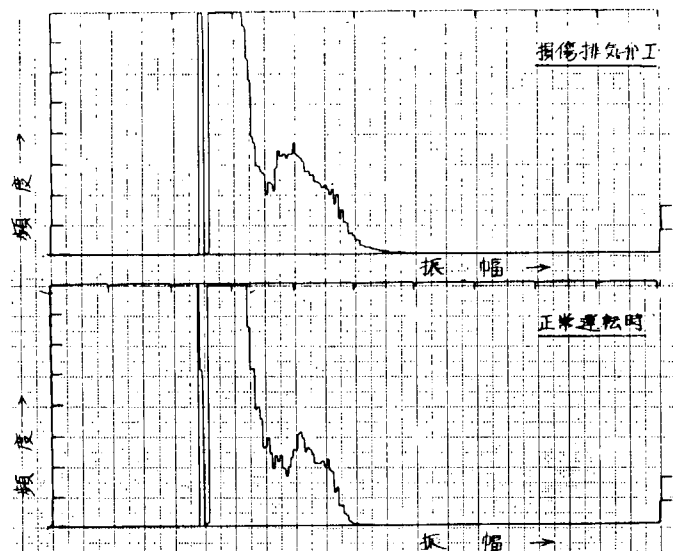


図 2.2.1 第 6 気筒燃焼時の排気枝管振動の振幅確率密度

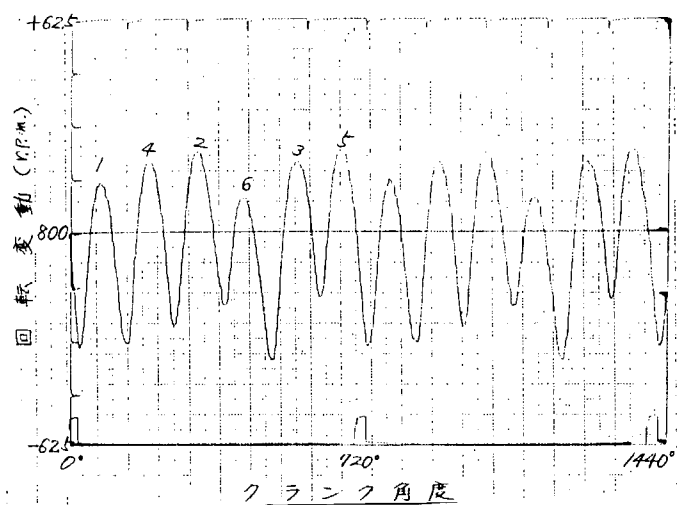


図 2.2.2 異常時（第 6 気筒排気弁間隙 0.2 mm ）の回転変動

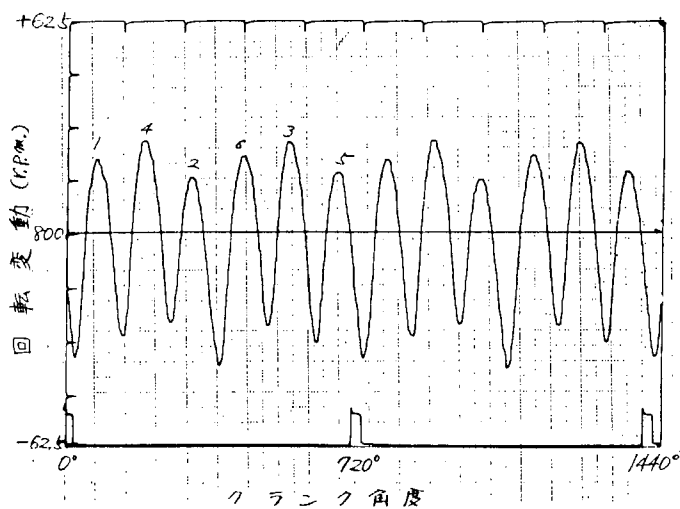


図 2.2.3 異常時（第 2 気筒排気弁間隙 0.2 mm ）の回転変動

3. 回転変動及びねじれ振動に関する考察

3.1 測定原理

3.1.1 回転変動

図 3.1 に示すように、クランク軸前端にフライ・ホイールの起動用リング・ギアと同じ歯数(121)の歯車を取り付け、それぞれの歯車に対して2個の電磁ピックアップを対向させてエンジン本体に固定する。

図 3.2 は小野測器製 FV-800 型周波数—電圧変換器の構成ブロック図である。

本器は入力信号の1周期の時間 T_i とその周波数 f_i との間に $f_i = 1/T_i$ の関係があることを利用して1周期ごとに T_i を測定し、逆数を計算記憶する。これをD/A変換して周波数に対応した電圧値として出力するようになっている。応答は入力周波数の1周期ごとであるので非常に速い。

したがって、フライ・ホイール側の検出器の信号を入力すれば、クランク軸の回転変動が(周波数変動に対応するので)電圧変動としてとらえることができる。

3.1.2 ねじれ振動

図 3.3 は小野測器製 PD-850 型位相差—電圧変換器の構成ブロック図である。

本器は入力信号を電圧比較器1、2でパルス信号に変換した後、位相差—時間幅変換回路に導入して両信号の位相差に比例した時間幅 t_{mi} の矩形波列を作る。その発生周期は入力信号の周期 t_i と同じであり、その時のトルク T_i との間には $T_i \propto t_{mi}/t_i$ の関係が成り立つ。したがって t_{mi} 、 t_i を測定してその比を算出することになる。この計算も1周期ごとに計算する瞬時応答型である。

したがって、エンジン前後端に取り付けた電磁ピックアップの2信号をPD-850に入力してやれば、クランク軸のねじれ角変動が電圧信号の変動として得ることができる。

3.2 実験方法

実験設備及び試験機関等は前節までと全く同一のものである。

実験条件としては、モータリング時、正常運転時、各気筒の燃料カット時について実験を行った。

各条件下とも168PSで運転を行った。

3.2.1 検出器及び計測システム

前節までと同様、TDCパルスを得るためにはフォト・マルチメータを、回転角度信号を得るためには電磁ピックアップをそれぞれ使用した。

計測システムは前年度までと同様、小野測器製 CF-700 型 FFT 信号解析装置を使用している。

3.2.2 検出方法

クランク軸の前後の歯車にそれぞれ1個の電磁ピックアップを取り付けて信号を取り出す方法と、各歯車に2個の電磁ピックアップを180°対向させて取り付け、出力信号を加算して取り出す方法との両方法を試みた。

3.3 実験結果及び考察

3.3.1 ねじれ振動

図 3.4 ~ 3.5 はデコンプを引いてモータリングをした時のデータである。

図 3.4 では検出器が各歯車に1個しかついていないので、歯車の偏心などによる実際のクランク軸のねじれ角変動とは関係のない変動が出ている。

一方、検出器を各歯車について2個対向させてつけた場合の結果が図 3.5 である。図 3.4 の場合に比べて、偏心等の影響はほとんど出していない。すなわち、歯車の偏心等によるねじれ角変動のデータへの影響は、出力

する電気信号の位相を合せるようにして取り付けられた2つの検出器によって完全に除去されることがわかる。したがって、以下の実験はこの検出方法によった。

正常状態のねじれ角のデータを図3.6に示す。この結果、フライ・ホイールから遠い気筒ほど燃焼によるねじれ角が大きいことが理解される。すなわち、第1気筒の燃焼時に最大ねじれ角となり、第6気筒の燃焼によるねじれ角変動はほとんど現われていない。

各気筒の燃料停止時の解析結果を図3.7～3.12に示す。第1気筒から第5気筒までの場合は、正常運転の場合に比較して、明らかにねじれ角(対応する)が減少しているのが認められる。第6気筒の燃料停止時のみほとんど変化がない。

図3.13～3.15にそれぞれ16.8PS出力時、25PS出力時、33.5PS出力時のねじれ角変動を示す。

図3.16に加算平均していない生波形を示す。

これからわかるように、各条件下においてその振動は回転によく同期している。また、33.5PS出力時のものは、系が共振を起こしていることを示している。

これらのデータをもとに各回転数におけるクランク軸のねじれ角の回転次数分析を行った。

分析結果を図3.17～3.19に示す。

これから16.8PSの場合には3次が大きく出てい、25PSの場合には1.5次が、33.5PSの場合には6次のパワーが大きくなっているのがわかる。

3.3.2 回転変動

図3.20は正常状態での2回転中の回転変動の測定結果であり、図3.21～3.26は各気筒の燃料を止めた時の回転変動を表わしている。図中、○印は燃料を停止した気筒に相当するもので、△印は360°ずれたところで同じ原因で起こった回転変動の変化を示している。

3.4 ま と め

以上から次のようなことが言える。

- (1) クランク軸のねじれ角変動を監視することにより、第1気筒～第5気筒までの燃焼状態の変化はとらえることができるが、第6気筒のそれは正常状態の場合とほとんど変化がない。したがって、ねじれ角変動の監視のみでは全ての気筒の異常は判断することはできない。
- (2) 回転変動の監視からは、全ての気筒の燃焼状態の変化をとらえることは可能である。この場合、低出力のところで軸系の共振等が起こらない状態で行った測定結果が最も分析し易い。

これらから、ねじれ角変動、回転変動双方の監視は、排気弁の損傷など燃焼状態に直接変化を及ぼすような異常の検出には相当有効な方法であると言える。

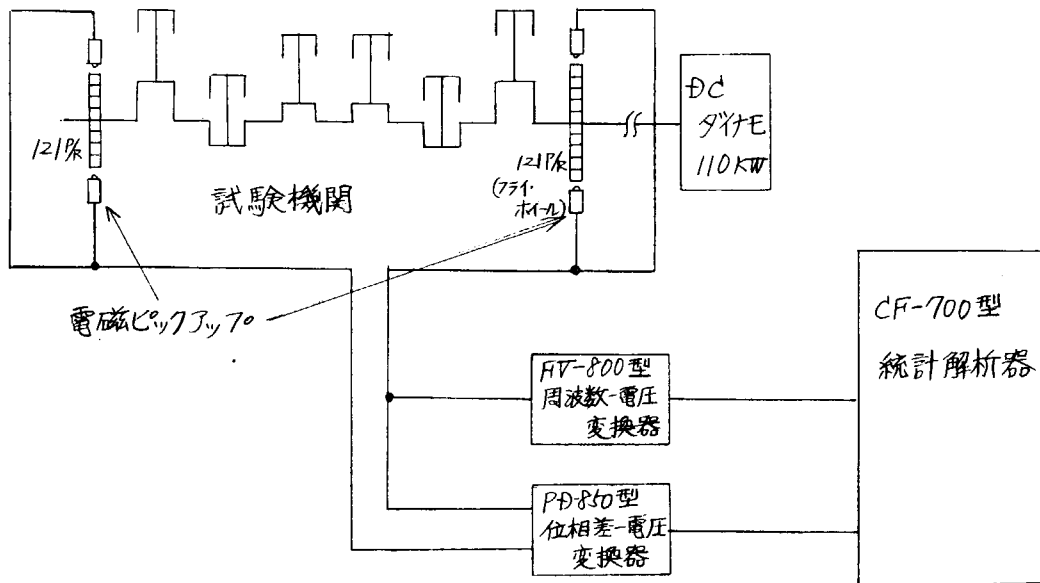


図 3.1 回転変動及びねじれ振動測定ブロック図

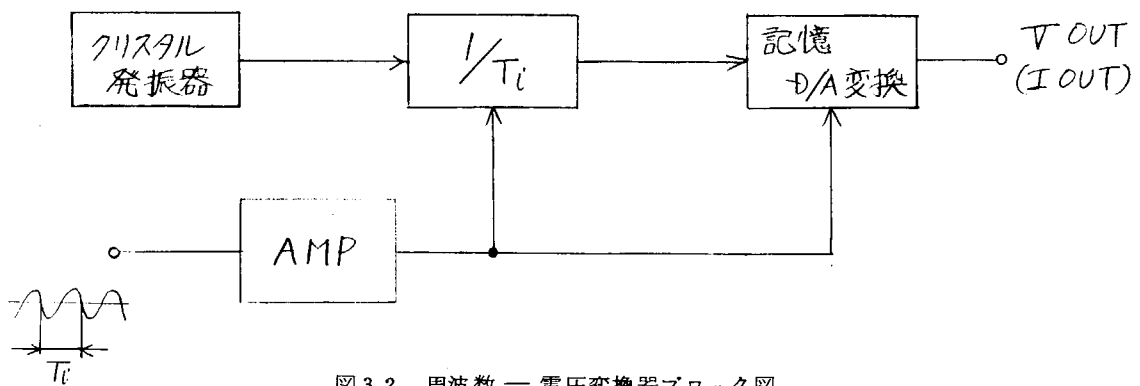


図 3.2 周波数 — 電圧変換器ブロック図

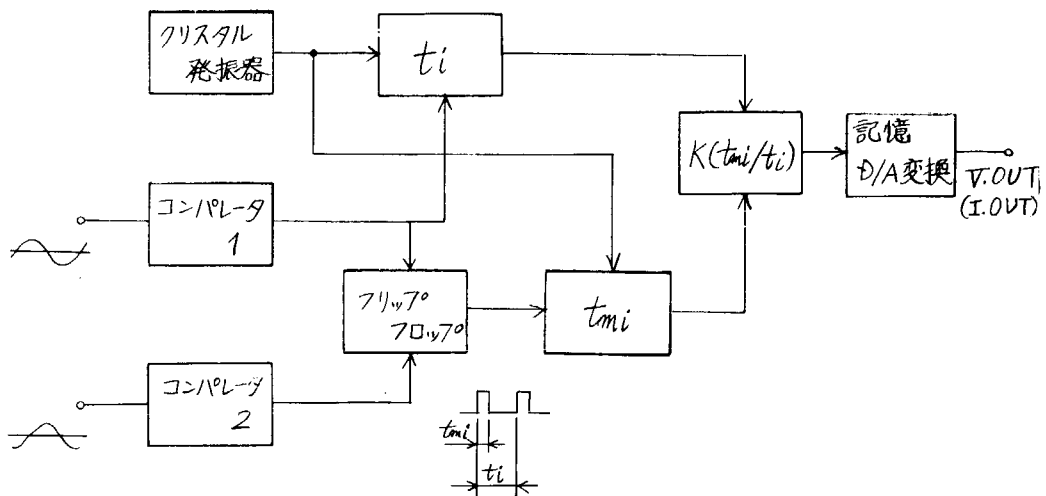
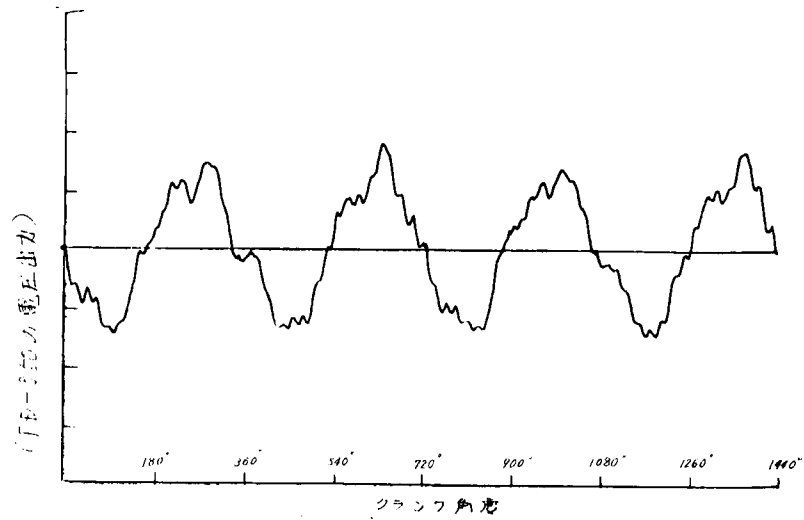


図 3.3 位相差 — 電圧変換器ブロック図



電磁ピックアップ1個の場合
(デコンプレッションでのモータリング)

図 3.4 ギアの偏心、ピッチむら等による影響

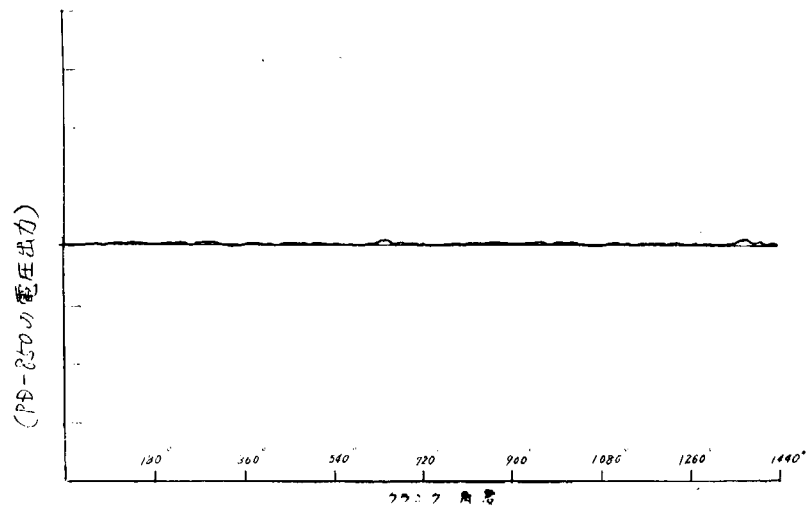


図 3.5 電磁ピックアップを2個対向させた場合
(デコンプレッションでのモータリング)

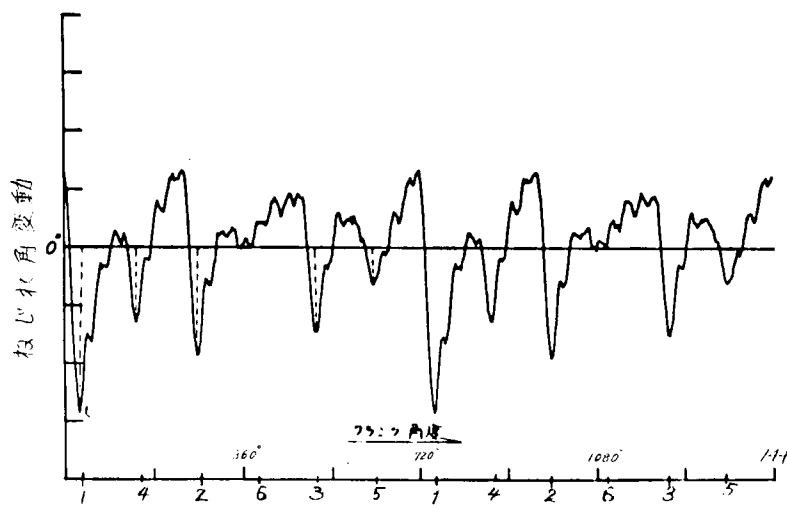


図 3.6 正常状態のクランク軸ねじれ角変動

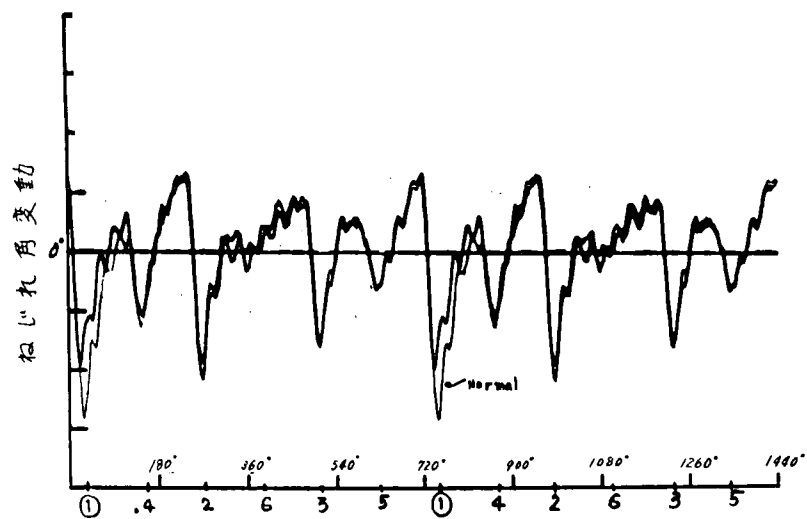


図 3.7 第 1 気筒の燃料停止時のねじれ角変動

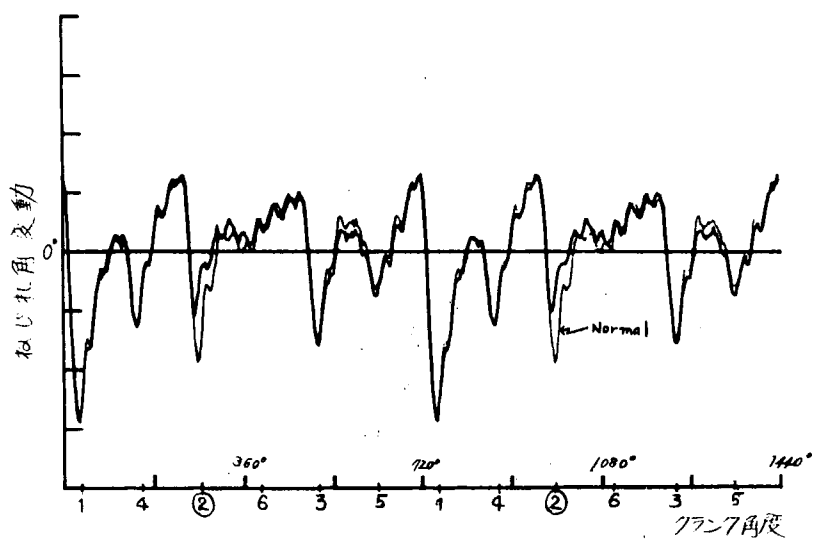


図 3.8 第 2 気筒の燃料停止時のねじれ角変動

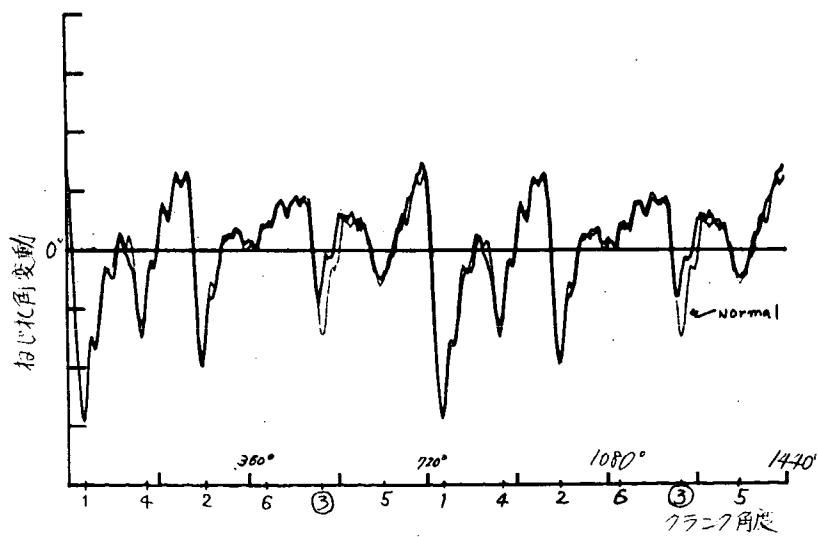


図 3.9 第 3 気筒の燃料停止時のねじれ角変動

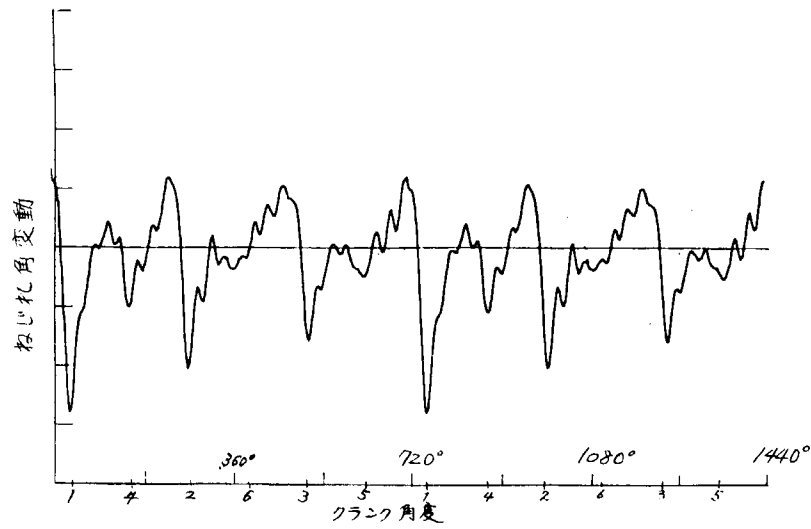


図 3.13 16.8 PS 出力時のクランク軸のねじれ角変動

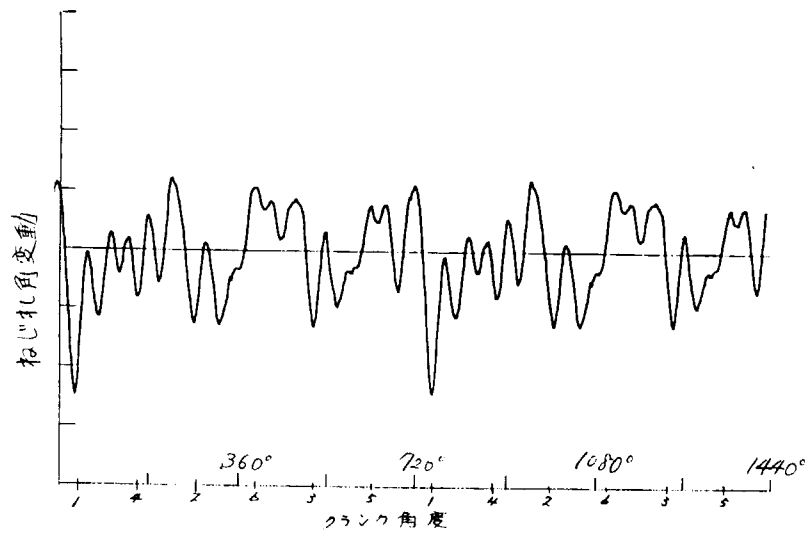


図 3.14 25 PS 出力時のねじれ角変動

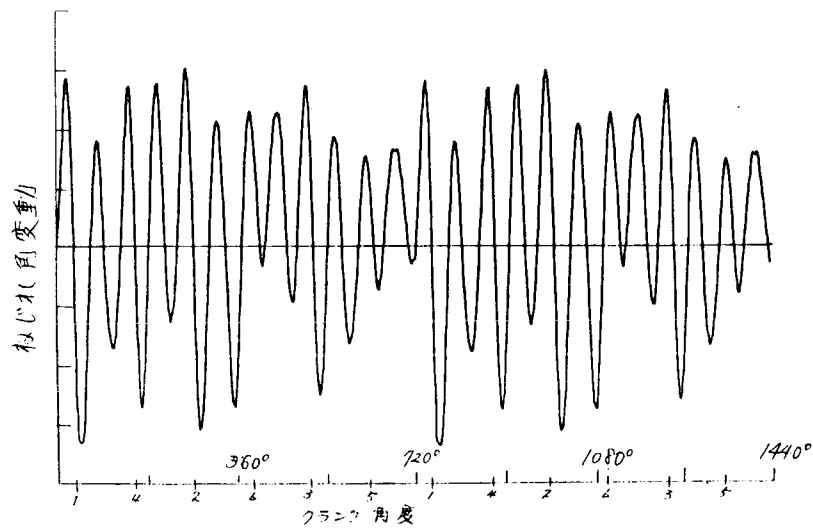


図 3.15 33.5 PS 出力時のねじれ角変動

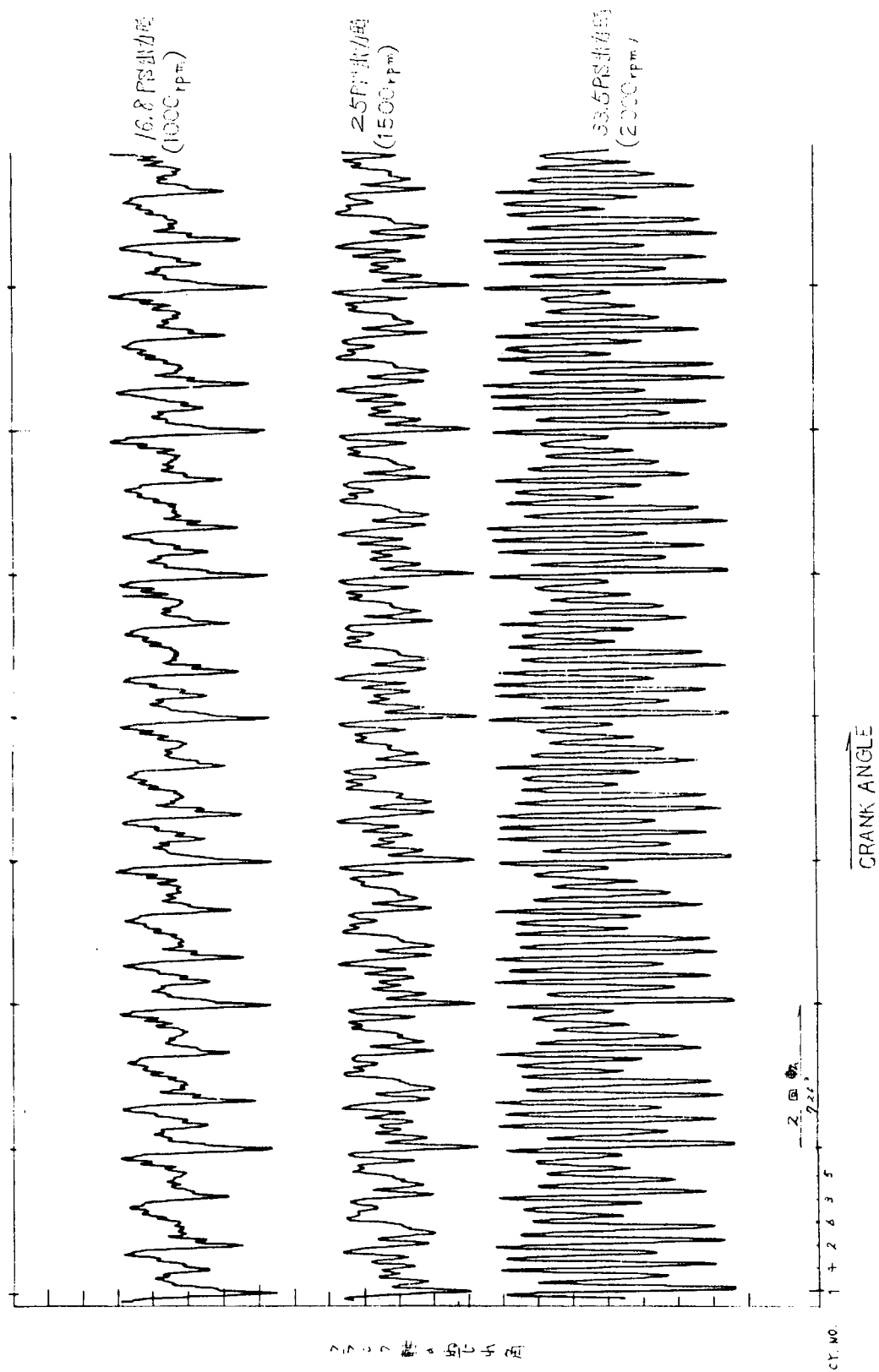


図 3.16 クランク角度でモニターした時の回転数とクランク軸ねじれ角

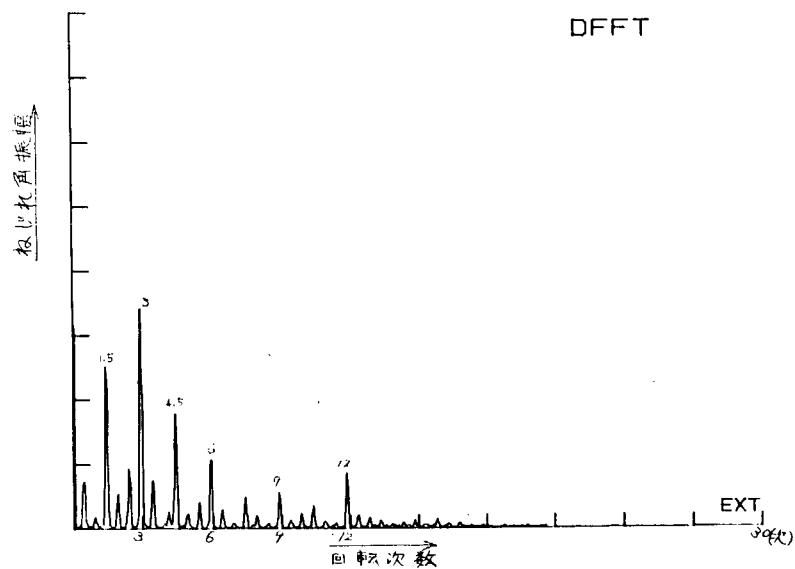


図 3.17 16.8 PS 出力 (1000 r.p.m.) 時のねじれ振動の次数分析

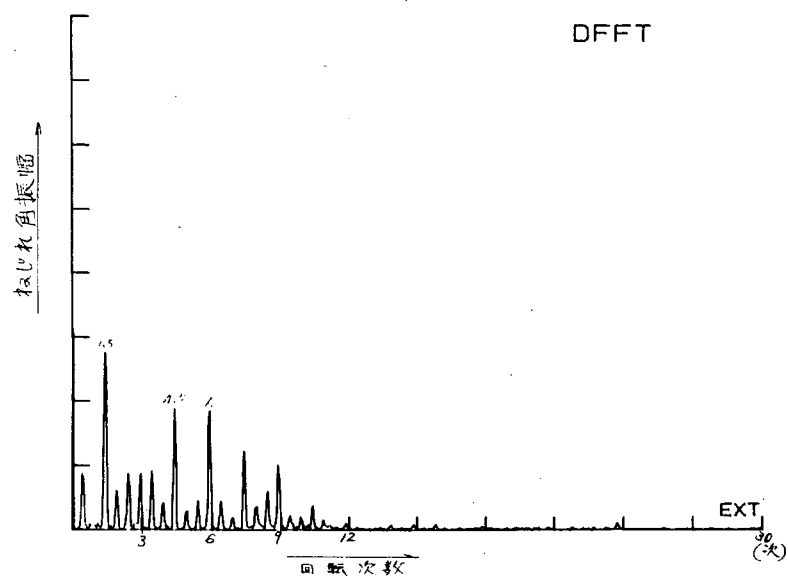


図 3.18 25 PS 出力 (1500 r.p.m.) 時のねじれ振動の次数分析

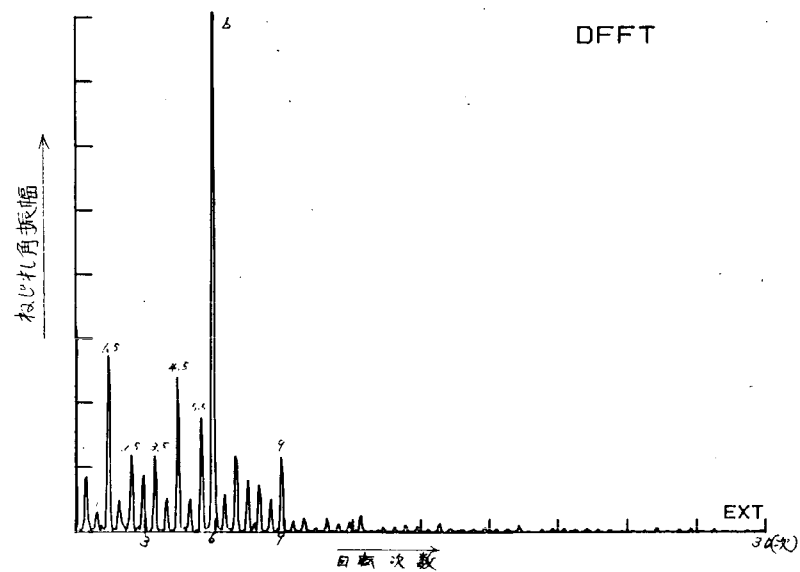


図 3.19 33.5 PS 出力 (2000 r.p.m.) 時のねじれ振動の次数分析

加算回数 10回

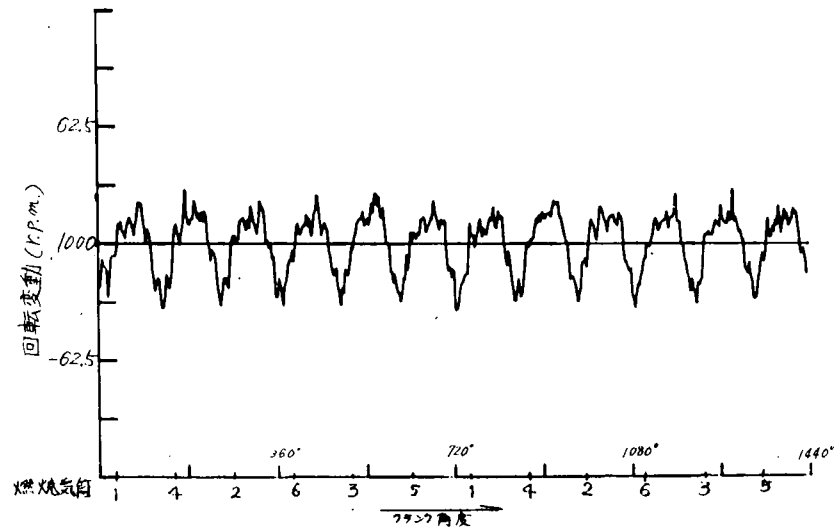


図 3.2.0 正常運転時の回転変動

加算回数 10回

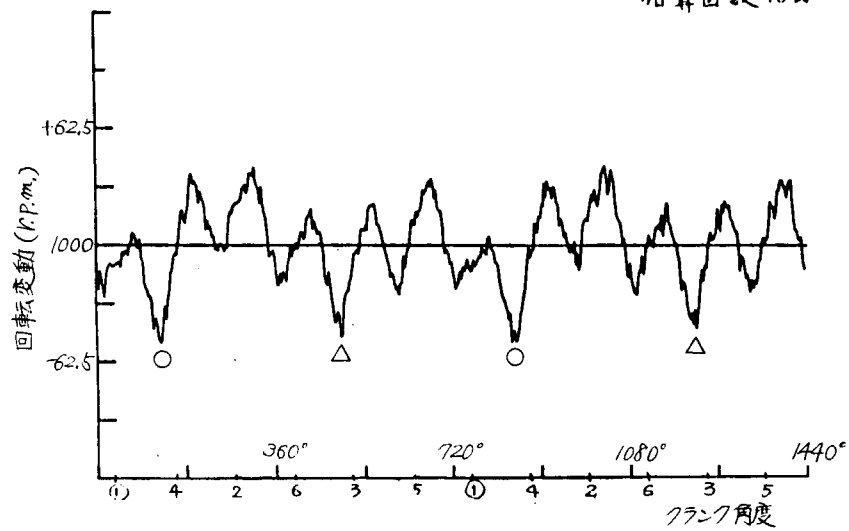


図 3.2.1 第 1 気筒の燃料停止時の回転変動

加算回数 10回

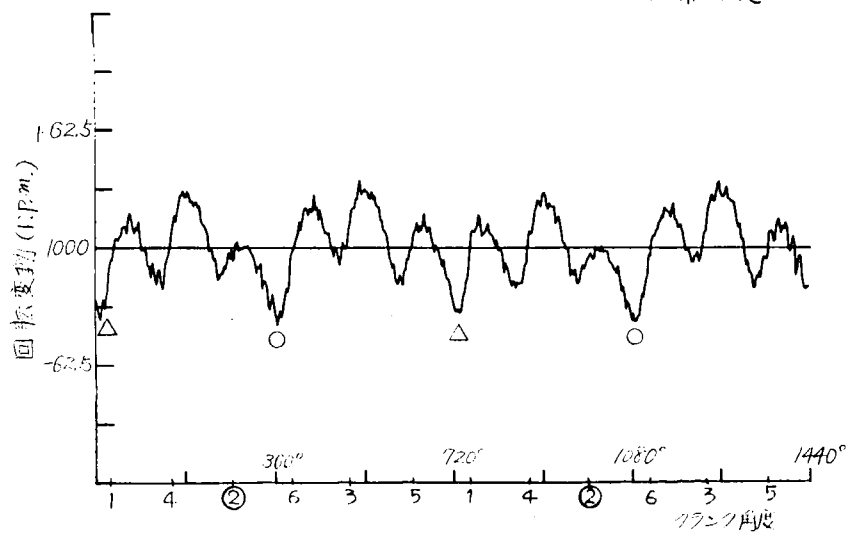


図 3.2.2 第 2 気筒の燃料停止時の回転変動

加算回数10回

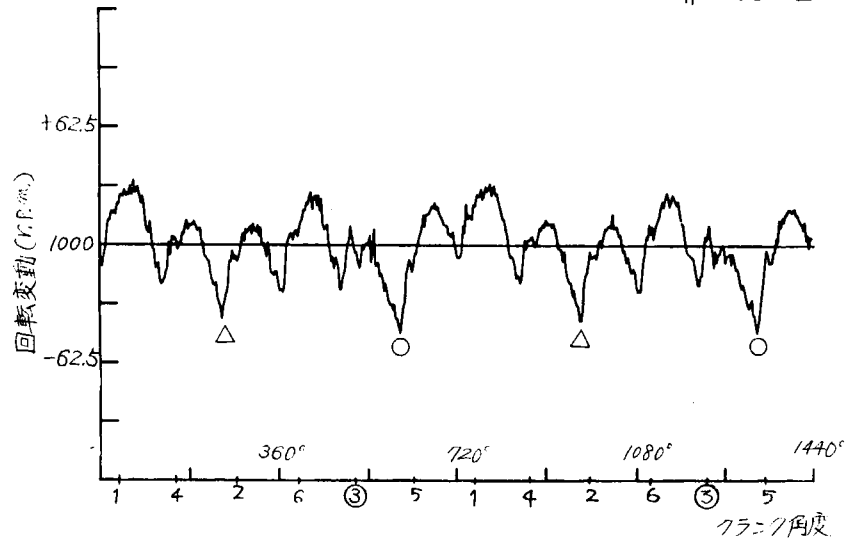


図 3.2.3 第 3 気筒の燃料停止時の回転変動

加算回数10回

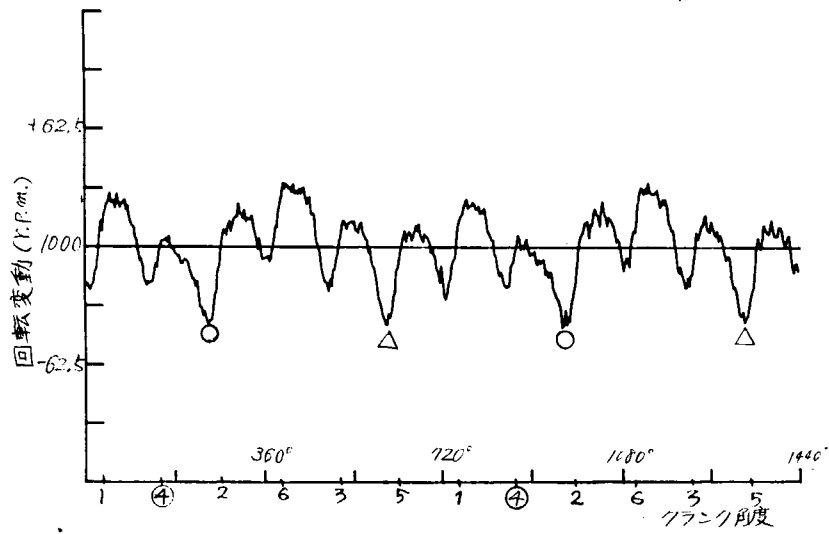


図 3.2.4 第 4 気筒の燃料停止時の回転変動

加算回数10回

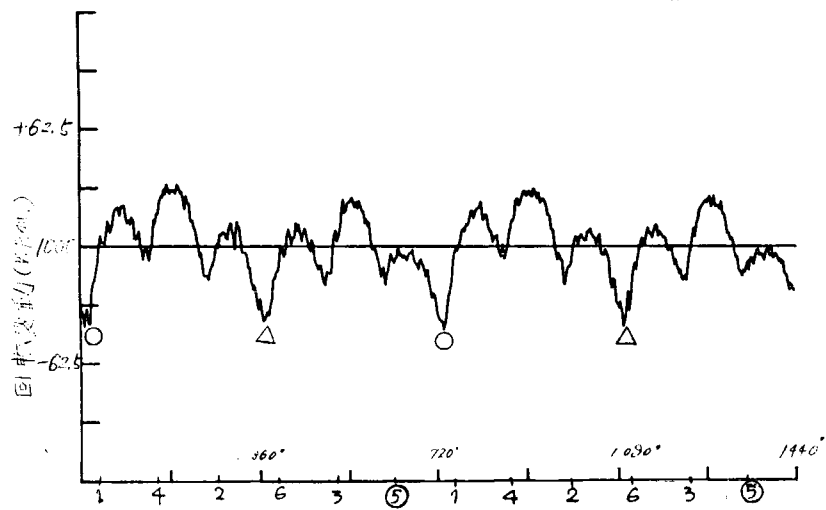


図 3.2.5 第 5 気筒の燃料停止時の回転変動

加算回数 10回

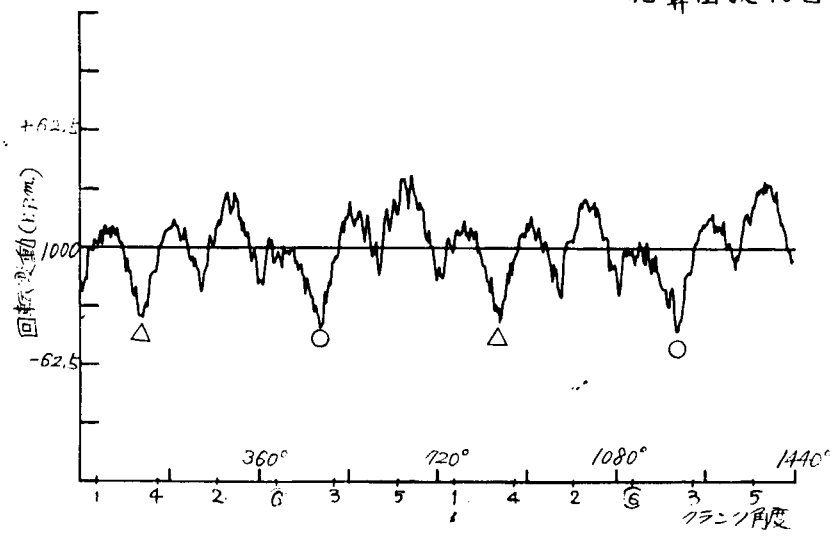


図 3.2.6 第 6 気筒の燃料停止時の回転変動

第3章 吸排気弁のガス洩れと作動異常検出の研究

1. ま え が き

昭和50年度、当研究部会で行った「吸排気弁作動異常の研究」及び「吸気弁の圧縮洩れ、排気弁の吹き抜けの研究」により、それらの異常はシリンダカバーや排気枝管に取りつけた加速度変換器の信号により検出が可能であるとの結論を得た。

本研究は、その成果を応用して異常監視装置を試作し、実機による性能試験を行ったものである。

2. 異常監視装置の試作

本装置は、船用ディーゼル機関の機械的異常を加速度センサにより機械振動の信号として取り出し、それに処理をほどこした波形をディスプレイ装置に表示し、合わせて表示されている標準波形との比較によって異常を検知するものである。

加速度センサは、監視したいシリンダ及び監視項目に従って検出位置を移動させる。そのためマグネットを用いて着脱を容易にしている。

異常検知項目は、現在、吸排気弁ガス洩れと動弁系作動異常の2項目が可能である。

構成は、加速度センサ、クランク角パルス発信器、ディスプレイ装置及び制御部から成っている。オプションとしてテレタイプが接続可能となっており、データの記録再生ができる。

2.1 検 出 原 理

動弁系作動異常の検出については、排気弁閉時、弁が着座する瞬間に発生する衝撃的振動は、励振力がパルス状であるため周波数成分は、高周波数域においても、かなりのパワーを持っているが、この振動がシリンダカバーに伝達して検出器を励振すると、高周波数域においては検出器の固有振動との共振が起り、この周波数域のみを高域通過フィルタを通して取り出せば、衝撃的現象を他から分離して強制的に検出することができる。弁間隙の異常はこの衝撃パルスの振幅値の大小から判定する。また、その他の動弁系作動異常についても弁間隙異常の判定に準じた方法で異常の判定を行う。

次にガス洩れの検出については、ピストンが上死点付近に達したとき弁座からガスの噴出が起り、これにより弁箱や吸排気枝管に伝達される振動は、紡錘形のホワイトノイズの周波数成分を持った振動であるが、これを弁間隙異常の場合と同様に検出器との共振現象を利用して、他の振幅大なる低周波雑音と分離して強制的に取り出すことができる。こうして取り出した紡錘形振動の有無及びその振幅の大小からガス洩れの有無を検出する。

2.2 装 置 の 概 要

加速度センサの出力信号を十分に増幅した後、ハイパスフィルタを通してセンサの固有振動数成分（約40KHz付近）のみを取り出す。

これを全波整流、検波して上記振動の包絡波形を取り出す。

これらの波形を等クランク角度間隔（2°ピッチ）でサンプリングし、それをA/D変換しデジタル値をメモリーに記憶する。機関の32回転にわたって平均した波形を記憶する。

この波形を標準波形と同時にディスプレイ装置に表示する。図3.1に装置外観写真、図3.2にハードウェア全体構成図を、図3.3に制御プログラムフローチャート、図3.4に操作フローチャートを示す。

2.1 構 成

2.3.1 センサ

加速度センサ（ピエゾ型）とクランク角パルス発信器を機関に取り付け、振動波形とクランク角度位置を本装置に取り込む。加速度センサはマグネットで着脱が容易になっている。クランク角パルス発信器はクランク軸へ直結する。加速度センサ仕様は表 3.1、クランク角パルス発信器仕様は表 3.2 に示す。

表 3.1 加速度センサ仕様

型 式 名	KISTLER 815A2
レ ン ジ	$\pm 250g$
感 度	$10mV/g$
共 振 周 波 数	$40\pm 6KHz$
出 力 電 圧	$\pm 2.5V$
電 源	24VDC、 $4\pm 1mA$

表 3.2 クランク角パルス発信器仕様

型 式 名	多 摩 川 精 機 T A 1 6 6 5 エンコーダトランスミッター
出 力 パ ル ス	3 6 0 パルス / 1 回転 1 パルス / 1 回転
出 力 レ ベ ル	T T L
電 源	5 V D C、 1 6 0 m A

2.3.2 信号処理部

加速度センサからの信号を増幅し、ハイパスフィルタによって低周波雑音を減衰させ、センサの固有振動数成分を取り出す。これを全波整流、検波して包絡波形を出力する。信号処理回路仕様を表 3.3 に示す。

表 3.3 信号処理回路仕様

周 波 数 帯 域	2 0 ~ 1 0 0 K H z (- 3 d B)
増 幅 度	1 ~ 2 0 0 倍連続可変
検 波 回 路 の 時 定 数	2 m S E C
出 力 レ ベ ル	0 ~ 1 0 V

2.3.3 アナログ入力部

信号処理部より出力される信号を1°ピッチパルスの同期してA/D（アナログーデジタル）変換をする。アナログ入力電圧0～10.2375（V）をデジタル値0～7777（オクタル）に変換する。

2.3.4 デジタル入力部

本装置の操作パネルの接点信号及びクランク角パルス発信器からのBDCパルスを入力する。

2.3.5 制御部及びメモリー部

制御部には16ビットマイクロコンピュータを使用している。

メモリー部は、4KWのRAM（揮発性1Cメモリー）と6KWのPROM（不揮発性読み出し専用1Cメモリー）から構成されている。PROMには、制御プログラム及び各シリンダの標準波形が記憶されている。

RAMは、計測波形の記憶、ディスプレイ装置のバッファメモリー等に使用している。

2.3.6 表示部

CRTストレージディスプレイを使用しており、計測波形及び標準波形の表示を行う。指定可能な座標が256×256のポイントプロットディスプレイとなっており、文字の表示はソフトウェアによって行っている。

2.4 機能

2.4.1 計測モード

AMPのゲインを調査し、シリンダ番号を指定することによって、そのシリンダの振動波形をBDCを始点としてメモリーに記憶する（BDCのタイミングはPROMに設定されている）。各シリンダごとにメモリーが用意されており、1点あたり8ビットで記憶される。

2.4.2 表示モード

計測モードで収集した振動波形を標準波形と同時に表示する。この2つの波形を比較することにより異常の発生を知ることができる。標準波形は、あらかじめPROMに記憶されている波形（正常時波形）とするか、あるいは計測波形の任意シリンダの平均波形（スイッチにより選択可）とするかの選択が可能である。

PROMには、各監視項目、各負荷、各シリンダごとに32ケースの標準波形が記憶されている。

オプションとして、テレタイプの接続が可能で、計測波形データの紙テープへの記録、再生ができる。

3. 異常検出実機試験

前記装置の製作が完了したので、当装置を使用して実際に機関で異常を発生させ、その検出を試みた。供試機関の要目を表3.4に示す。また、機関運転条件を表3.5に示す。

表 3.4 供試機関要目

機 関 型 式	2サイクル単動トランクピストン型ターボチャージドディーゼル
シリンダ径×行程	280mm×380mm
定格回転数	650rpm
定格出力	2400PS
掃気方式	単流掃気 4排気弁

表 3.5 機関運転条件

負 荷	回転数 rpm	出 力 PS
2/10	380	480
6/10	548	1440
10/10	650	2400

3.1 排気弁作動異常の検出

機関で発生させた異常は、弁間隙 2.0 mm （冷態時）及び 1.0 mm （冷態時）である。いずれも1シリンダ当たり4本の排気弁のうち、1本についてのみ異常を発生させた。機関正常時の弁間隙は 0.05 mm （冷態時）である。図3.5にセンサの取付状態を示す。センサはマグネットでシリンダカバー上面に付着させているだけである。

(1) 機関正常時波形（負荷2／10）

図3.6～図3.13は負荷2／10で計測した波形である。上段（MEASUR.）はP1～S4シリンダのそれぞれの波形で、下段（STAND.）は全シリンダの平均波形である。いずれの波形においてもおおむね3つの山がみられるが、EVC（排気弁閉時）に見られる山は排気弁が着座した時の信号、TDC（上死点）に見られる山は燃焼振動による信号、EVO（排気弁開時）に見られる山は燃焼ガス放出時の信号である。波形は非常に安定しており、各シリンダ間のバラツキはほとんどない。

(2) 弁間隙 2.0 mm （負荷2／10）

図3.14、図3.15はS1シリンダ及びS3シリンダの弁間隙を 2.0 mm にした場合の波形である。下段は(1)で示した機関正常時の全シリンダ平均波形である。EVCにおいて垂直に立上がる異常信号がきわめて明瞭に識別できる。これは弁間隙が過大になることにより、弁の弁座への衝突速度が大となるためである。

(3) 弁間隙 1.0 mm （負荷2／10）

図3.16、図3.17は同じく弁間隙を 1.0 mm にした場合の波形である。下段はやはり(1)で示した機関正常時の全シリンダ平均波形である。いずれもEVCにおいて異常信号が見られる。そしてその大きさは弁間隙 2.0 mm の場合の約半分となっている。

(4) 負荷が変わった場合

図3.18、図3.19は負荷6／10におけるS1シリンダの弁間隙が 2.0 mm 、S3シリンダの弁間隙が 1.0 mm の場合の波形である。下段は負荷6／10における機関正常時の全シリンダ平均波形である。

いずれもEVCにおいて異常信号が明瞭に確認できる。なお、装置のアンブゲインは負荷2／10の場合の半分である。

図3.20、図3.21は同じくS1シリンダの弁間隙が 2.0 mm 、S3シリンダの弁間隙が 1.0 mm の場合の波形で、負荷は10／10である。

下段はやはり負荷10／10における機関正常時の全シリンダ平均波形である。この負荷においても異常信号が明瞭に確認できる。なお、アンブゲインは負荷6／10と同一である。

以上、実測結果の一例を示したが、弁間隙の異常に関しては、本装置により異常の程度が弁間隙 1 mm 程度以上であれば、負荷の大きさに関係なく、EVCの位置において異常信号が確認でき、異常の検出ができる。

3.2 排気弁ガス洩れの検出

異常は、排気弁シート部に表3.6に示す寸法のスリットを入れて発生させた。

表 3.6 異常の種類と大きさ

異 常 の 種 類	スリット寸法 (mm)	断面積 (mm^2)
異 常 (S)	0.35×4.7	1.65
異 常 (L)	1.35×5.0	6.75

これらの異常は1シリンダ当たり4本の排気弁のうち1本についてのみ発生させた。

図3.2.2にセンサの取付状態を示す。センサは排気枝管に固定された冷却用台座の上にマグネットで付着させているだけである。

(1) 機関正常時波形（負荷2/10）

図3.2.3～図3.3.0は負荷2/10で計測した波形である。上段はP-1～S-4シリンダのそれぞれの波形で下段は全シリンダの平均波形である。いずれの波形においても、おおむね3つの山が見られるが、EVC後の山は隣のシリンダの排気による振動、TDCに見られる山は燃焼振動、EVOに見られる山は自身の排気による振動である。TDCに見られる山を除いた他の2つの山は、各シリンダともほぼ同じパターンで大きさも揃っているが、TDCの位置にある山はシリンダによって大きさや形が異なる。これは、前者は排気ガスが排気枝管内を通過する時、直接排気枝管を励振する振動であるのに対し、後者はシリンダカバーから伝播してきた振動と考えられるので、その伝播径路の違い（シリンダ配置、過給機配置等による制約から排気枝管の形状がシリンダによって異なり、また、センサの取付位置にも相違があるため）のため差が生じたと考えられる。

(2) ガス洩れが生じた場合の波形（負荷2/10、異常（L））

図3.3.1～図3.3.4はP-1シリンダとS-3シリンダで異常（L）を起こした場合の波形である。

P-1シリンダでは、シリンダ内圧力が最高に達するTDC直後付近にガス洩れによる信号が現われている。この山の大きさは自身の排気とほぼ同程度となっている。（図3.3.1）。

P-2シリンダでは、BDC直後に山が現われる。これは、P-1シリンダの排気枝管とP-2シリンダの排気枝管が一体であるため、P-1シリンダのガス洩れによる信号が現われたものである。（図3.3.2）。

S-3シリンダでは、P-1シリンダと同様な異常信号が認められ、また、S-4シリンダではP-2シリンダと同様である（図3.3.3、図3.3.4）。

図3.3.5、図3.3.6はP-1シリンダで異常（S）を起した場合の波形である。異常信号の大きさが多少小さくただけで、異常（L）の場合と同様である。

(3) 負荷が変わった場合の波形

図3.3.7、図3.3.8は負荷6/10でP-1シリンダに異常（L）が起った場合の波形である。下段は負荷6/10における機関正常時全シリンダの平均波形である。P-1シリンダ排気枝管では明らかに異常信号が認められる（図3.3.7）。

P-2シリンダ排気枝管では、BDC直後にP-1シリンダ異常の影響が現われているが、TDC直後にガス洩れと誤認する恐れのある信号がある。

これは正常時にも見られた信号で、何に起因するものか今のところ判明していない。

なお、参考までにP-1シリンダとP-2シリンダの正常時波形を図3.3.9、図3.4.0に示す。上段がそれぞれのシリンダの正常時波形、下段が正常時全シリンダの平均波形である。P-2シリンダでは、やはりTDC直後に山が認められる。

図3.4.1、図3.4.2は負荷10/10でP-1シリンダに異常（L）が起った場合の波形である。下段は同じく負荷10/10における機関正常時全シリンダの平均波形である。P-1シリンダでは、TDC直後に明らかに異常信号が現われているのが認められる。

また、P-2シリンダでは、BDC直後にP-1シリンダ異常の影響が現われている。

なお、EVCの直後の山が2/10では1つであったのに対し、負荷10/10では2つになっているが、この原因については判明していない（6/10においても多少この傾向が見られる）。

以上、ガス洩れに関する実測結果の一例を示した。本装置により異常（S）程度のガス洩れが検出できることが判明した。

しかし、負荷により異常信号と誤認する可能性のある場合もあるので、異常の判定には多量の注意をしなければならない。

すなわち、機関が正常であってもシリンダ間に波形のパラッキがあるので、その点を充分考慮した判定が必要である。

4. ま と め

以上、異常監視装置の概要ならびに実機試験の結果について述べてきた。これらの結果の要旨ならびに改良すべき点を以下に述べる。

（結果の要旨）

- (1) 当初の計画通り異常監視装置の試作が完了した。
- (2) 本装置を使用して動弁系作動異常及び排気弁ガス洩れを検出できる。
- (3) 動弁系作動異常については弁間隙が 1.0 mm 以上になれば確実に検出できる。
- (4) 排気弁ガス洩れの検出は動弁系作動異常の検出ほど容易ではないが、各シリンダの正常時波形に注意して検出を行えば充分検出できる。
- (5) 負荷による異常検出の難易性はほとんどない。

（改良点）

- (1) 試作機としてある程度汎用性をもたせてあるので、寸法・重量とも大きくなっているが、実用機としては、できるだけ小型であることが望ましい。

現状寸法 450mm×520mm×530mm

- (2) 動弁系の作動異常に関しては、現状のままで充分と言えるが、ガス洩れの検出に関しては、フィルタの周波数範囲（現状は、20KHz High pass）をもう少し限定するとか、検出場所についての再検討を要する。これは実機による基礎実験が必要であろう。

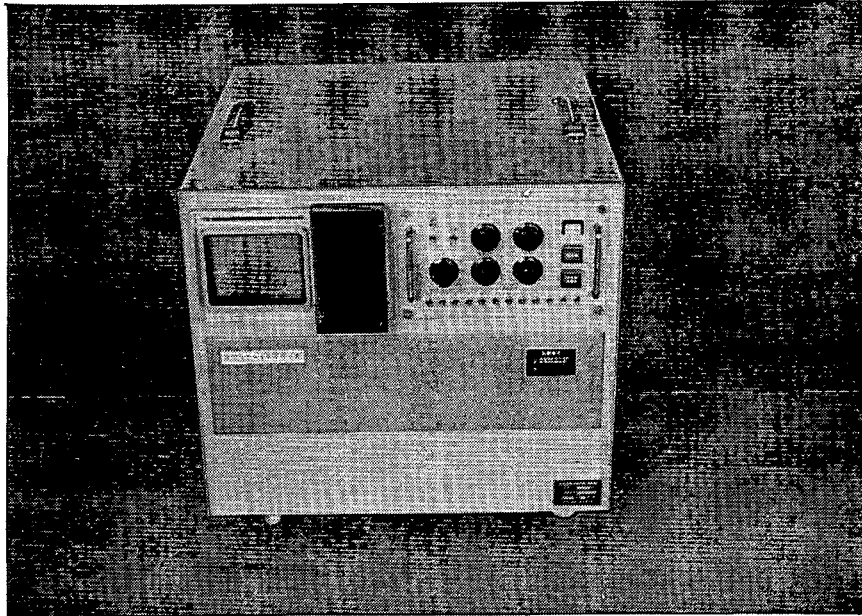


図 3.1 装置外観写真

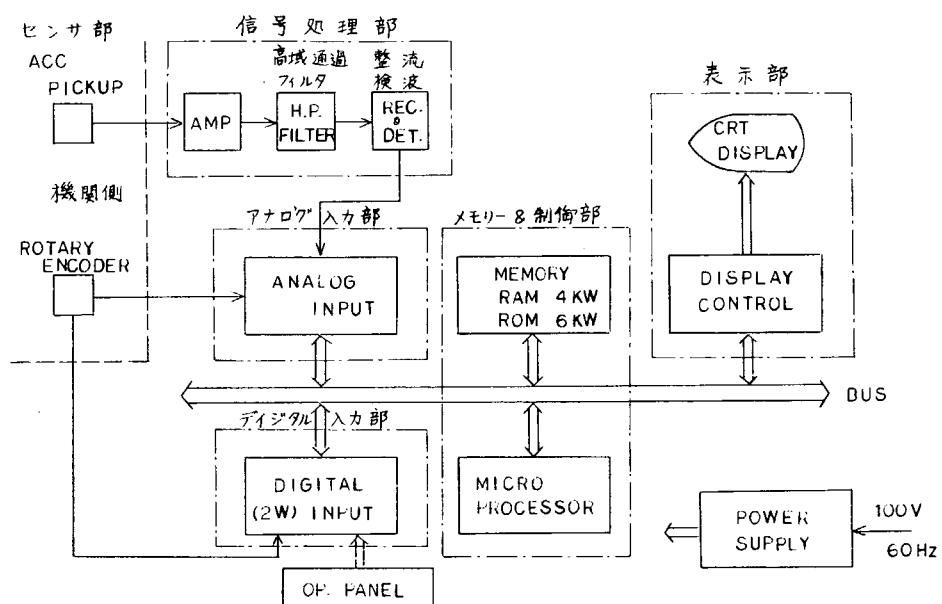


図 3.2 ハードウェア全体構成図

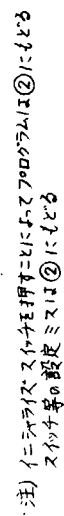


図3.4 操作フローチャート



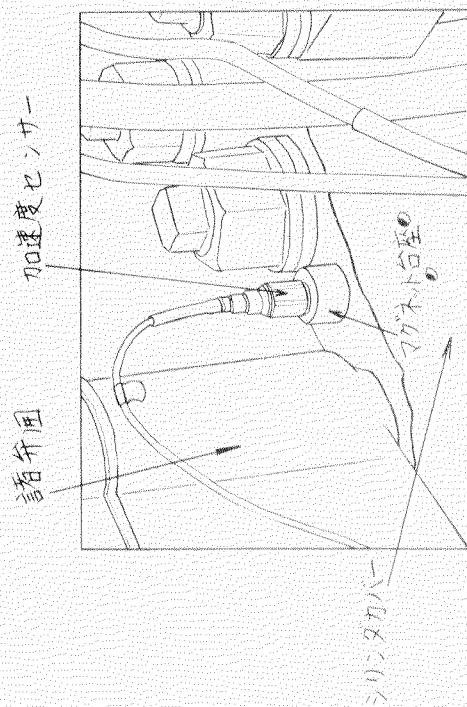
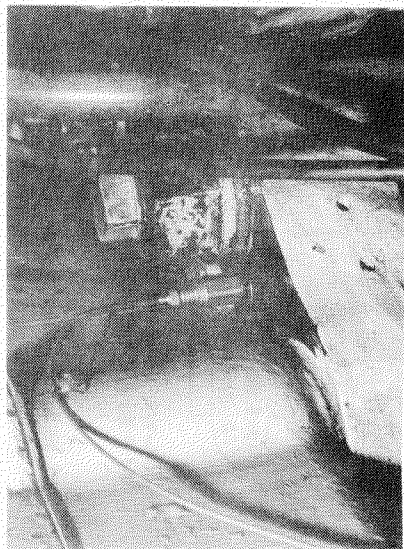


図 3.5 センサ取付状態

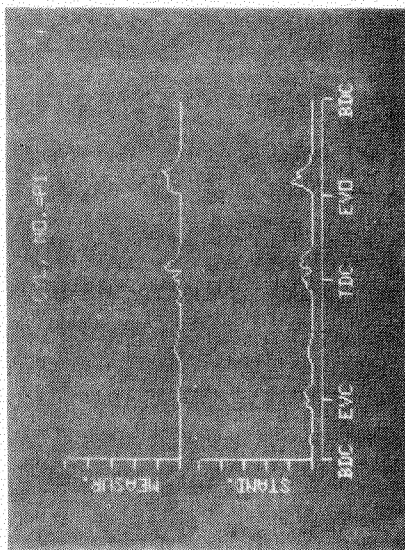


図 3.6 シリンダカバー波形 (正常、負荷 2/10)

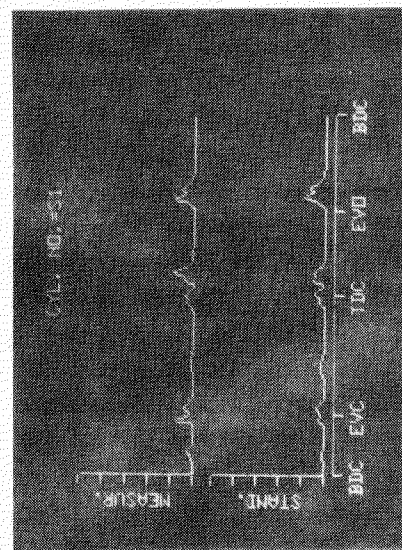


図 3.7 シリンダカバー波形 (正常、負荷 2/10)

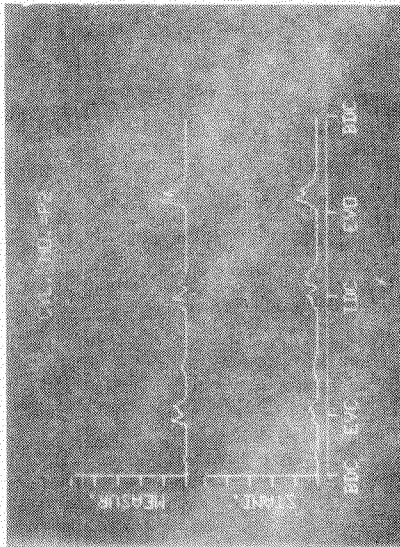


図 3.8 シリンダカバ－波形 (正常、負荷 2/10)

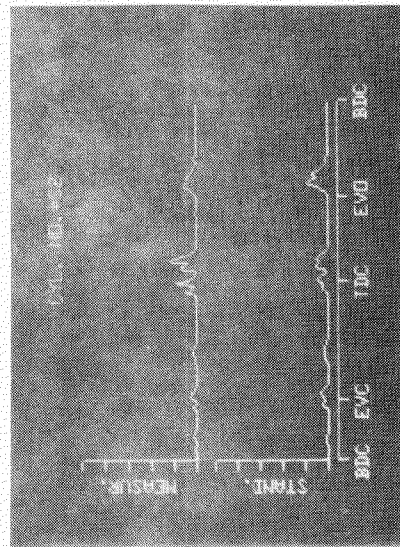


図 3.9 シリンダカバ－波形 (正常、負荷 2/10)

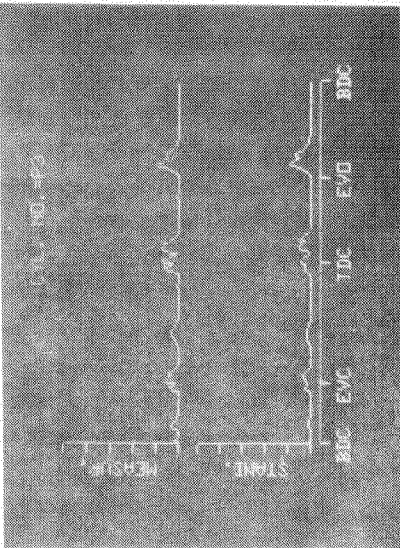


図 3.10 シリンダカバ－波形 (正常、負荷 2/10)

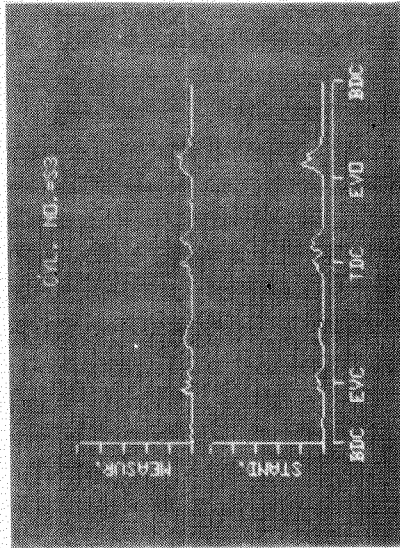


図 3.11 シリンダカバ－波形 (正常、負荷 2/10)

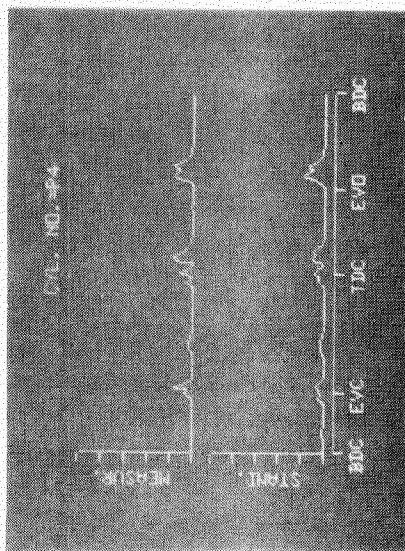


図 3.12 シリシダカバー波形 (正常、負荷 2/10)

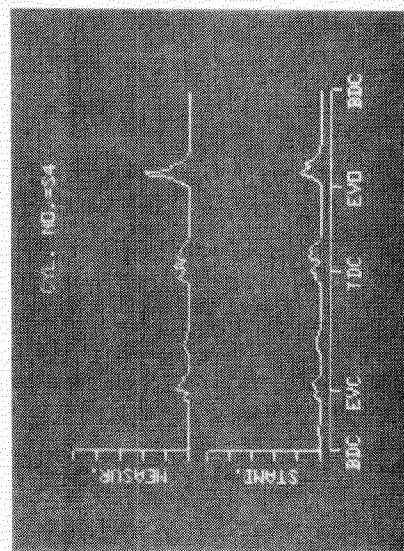


図 3.13 シリシダカバー波形 (正常、負荷 2/10)

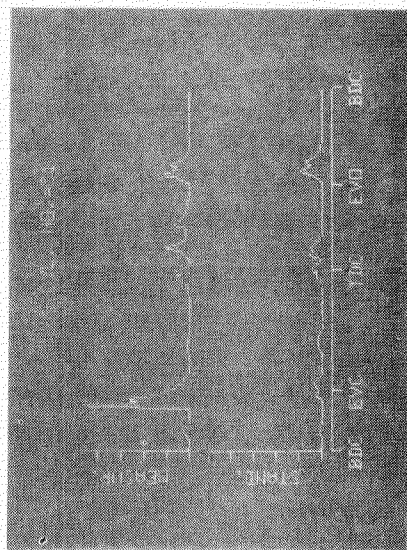


図 3.14 シリシダカバー波形 (間隔 2.0 mm、負荷 2/10)

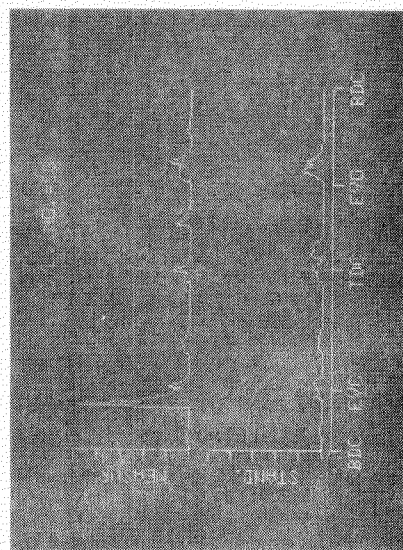


図 3.15 シリシダカバー波形 (間隔 2.0 mm、負荷 2/10)

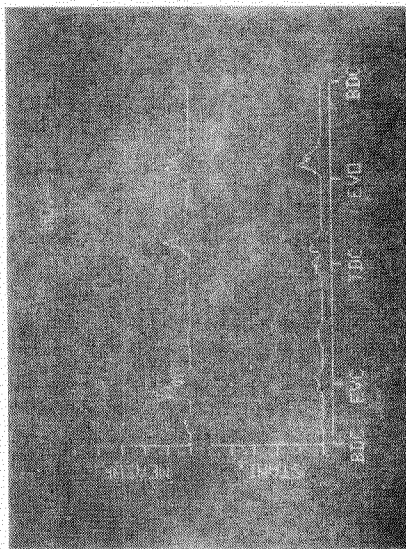


図 3.16 シリンドカバ-波形 (間隔 1.0 mm、負荷 2/10)

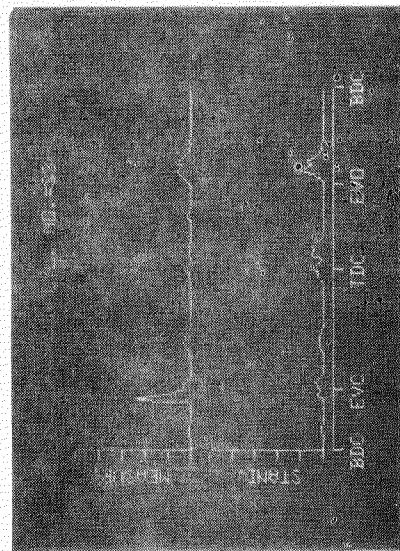


図 3.17 シリンドカバ-波形 (間隔 1.0 mm、負荷 2/10)

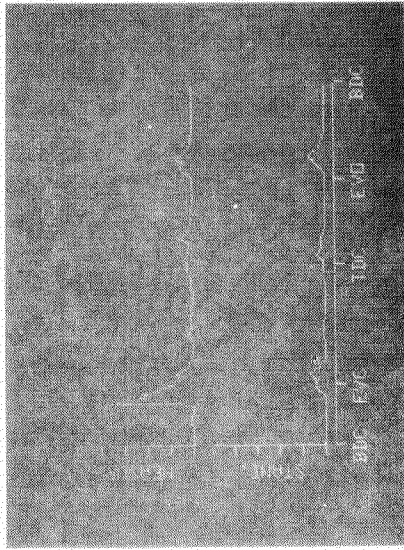


図 3.18 シリンドカバ-波形 (間隔 2.0 mm、負荷 6/10)

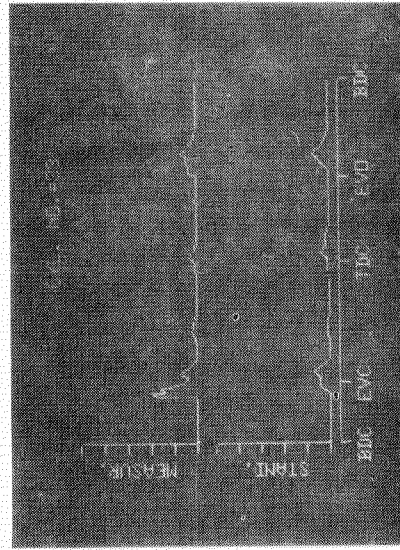


図 3.19 シリンドカバ-波形 (間隔 1.0 mm、負荷 6/10)

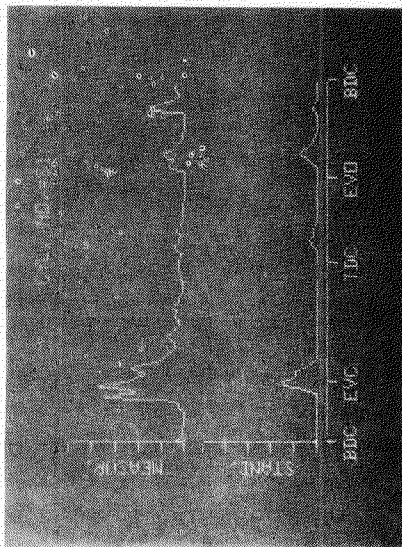


図 3.20 シリンダカバ－波形（間隔 2.0 mm、負荷 10/10）

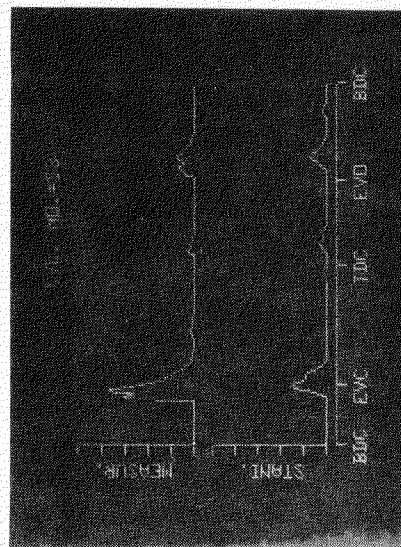


図 3.21 シリンダカバ－波形（間隔 1.0 mm、負荷 10/10）

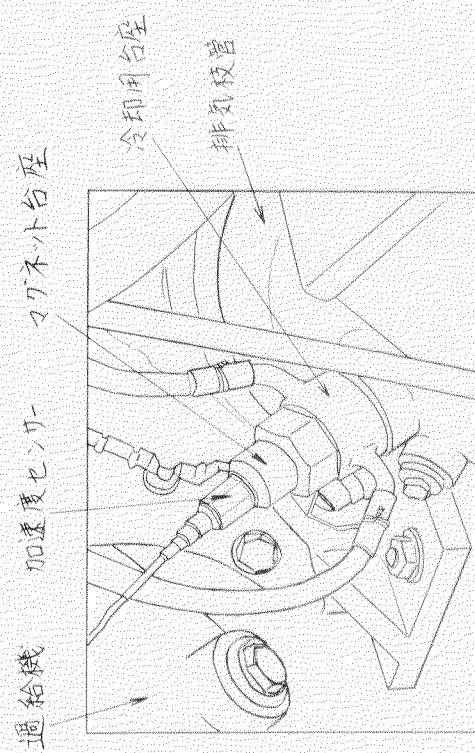


図 3.22 センサ取付状態

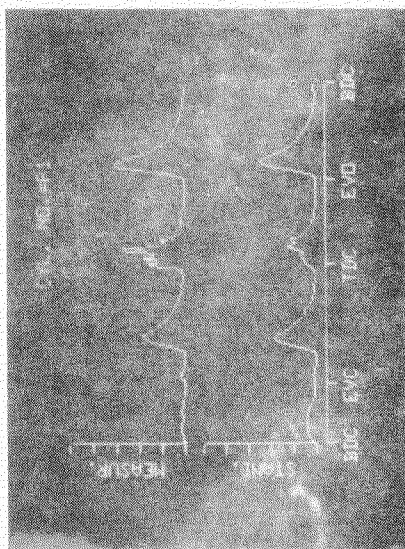


图 3.2.3 排氮枝管波形 (正常、负荷 2/10)

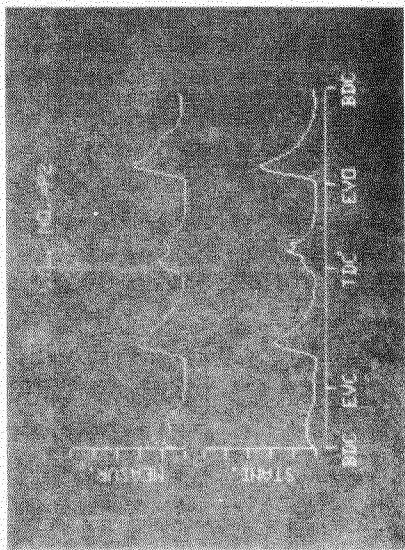


图 3.2.5 排氮枝管波形 (正常、负荷 2/10)

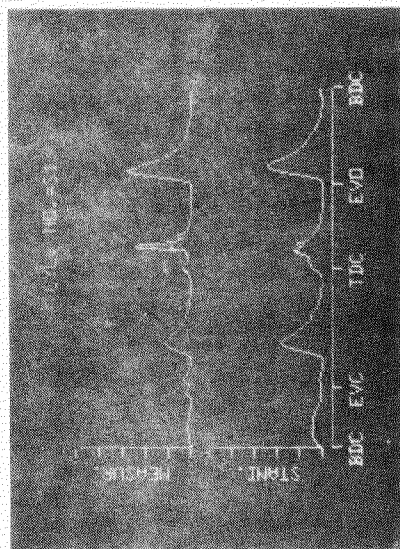


图 3.2.4 排氮枝管波形 (正常、负荷 2/10)

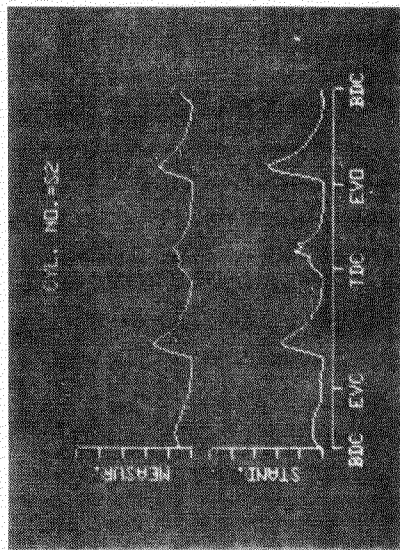


图 3.2.6 排氮枝管波形 (正常、负荷 2/10)

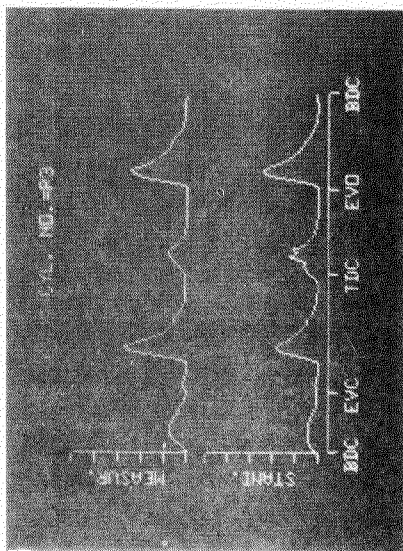


图 3.2.7 排氣枝管波形 (正常、負荷 2/10)

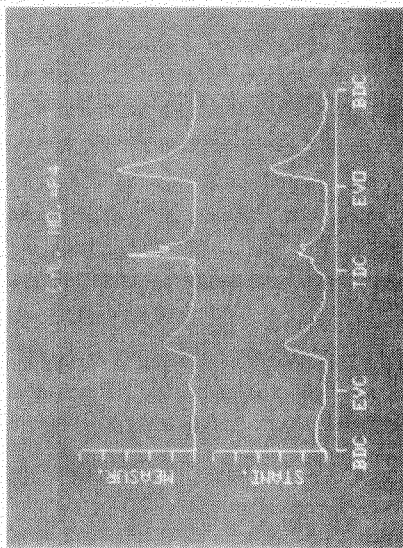


图 3.2.9 排氣枝管波形 (正常、負荷 2/10)

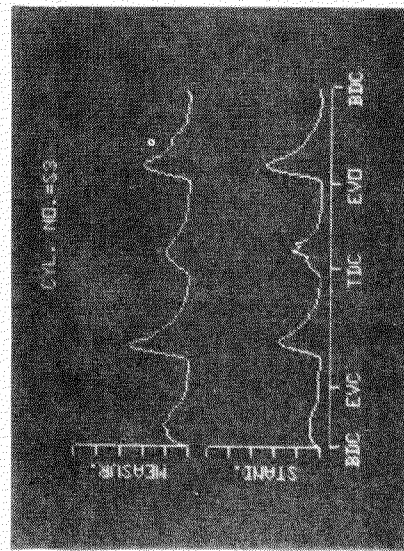


图 3.2.8 排氣枝管波形 (正常、負荷 2/10)

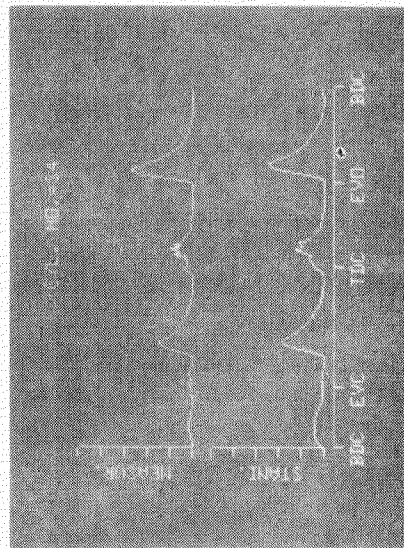


图 3.3.0 排氣枝管波形 (正常、負荷 2/10)

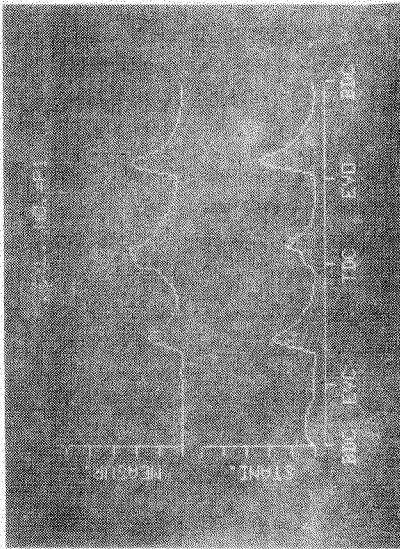


図 3.3.1 排気枝管波形 (スリット 1.35 mm × 5.0 mm、負荷 2/10)

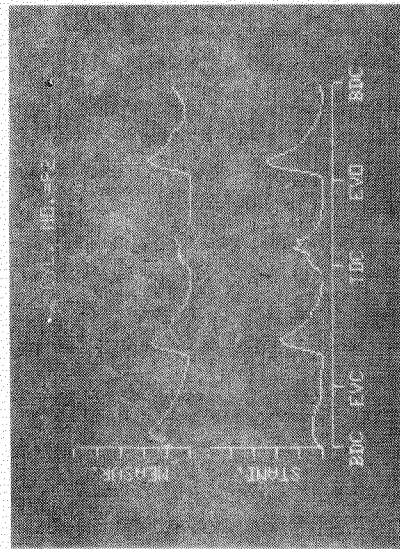


図 3.3.2 排気枝管波形 (P-1 シリンダ異常、負荷 2/10)

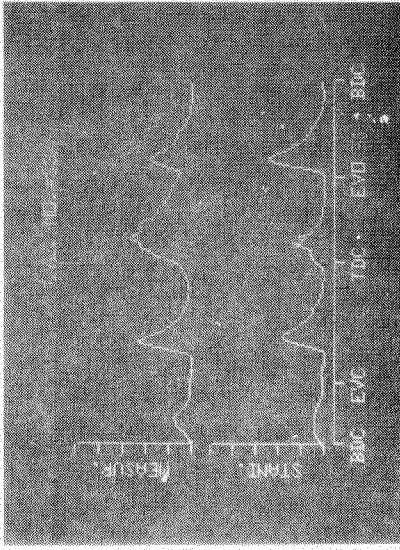


図 3.3.3 排気枝管波形 (スリット 1.35 mm × 5.0 mm、負荷 2/10)

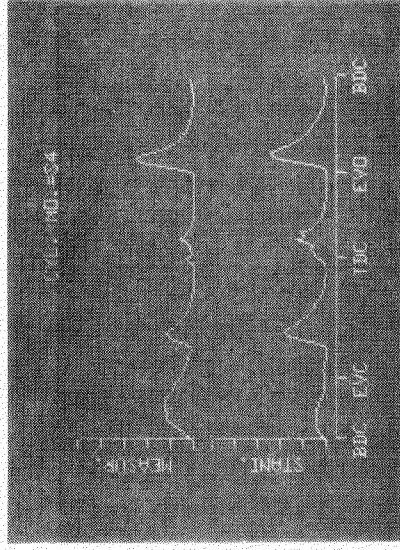


図 3.3.4 排気枝管波形 (S-3 シリンダ異常、負荷 2/10)

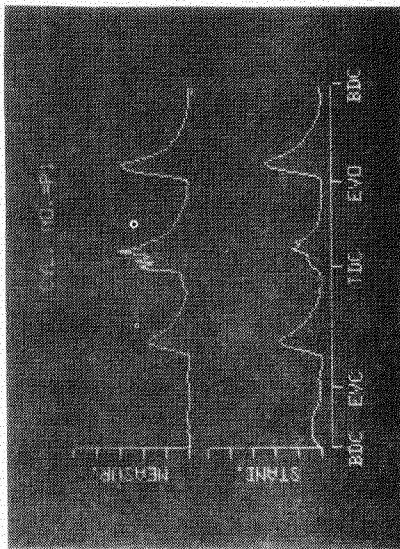


図 3.35 排気枝管波形 (スリット 0.35 mm × 4.7 mm、負荷 2/10)

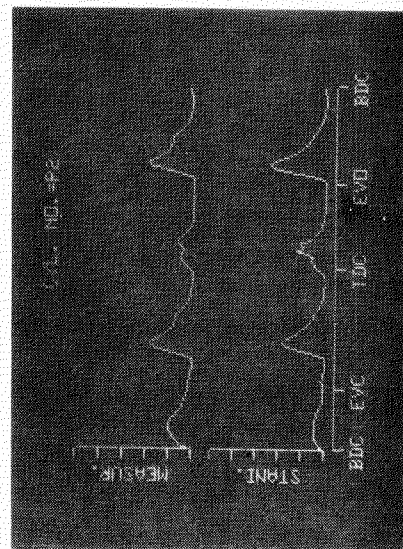


図 3.36 排気枝管波形 (P-1 シリンダ異常、負荷 2/10)

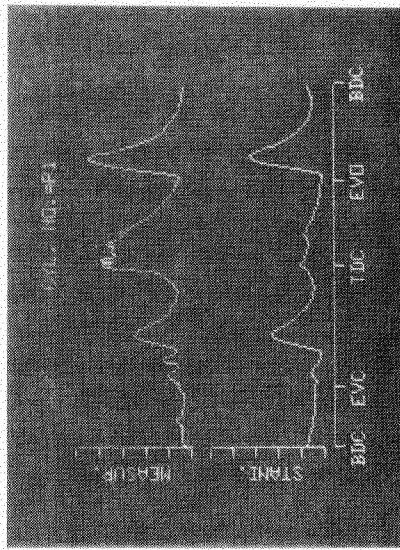


図 3.37 排気枝管波形 (スリット 1.35 mm × 5.0 mm、負荷 6/10)

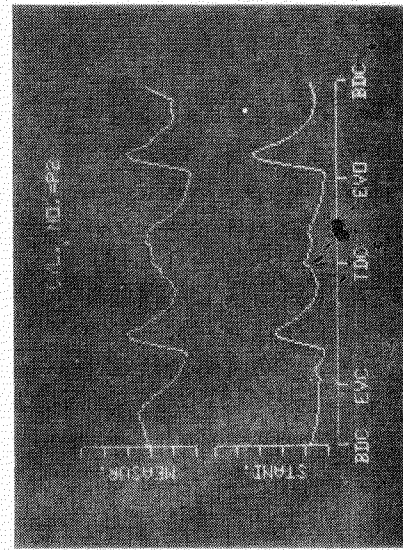


図 3.38 排気枝管波形 (P-1 シリンダ異常、負荷 6/10)

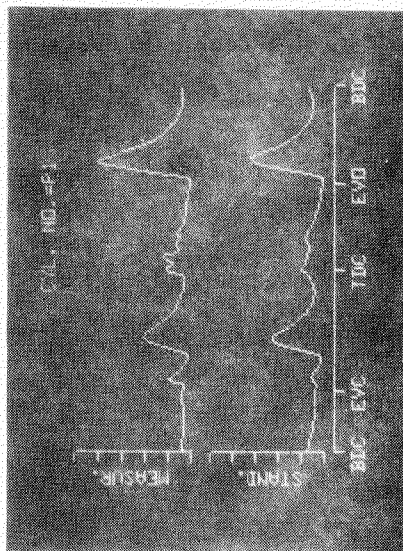


図 3.39 排気枝管波形 (正常、負荷 6/10)

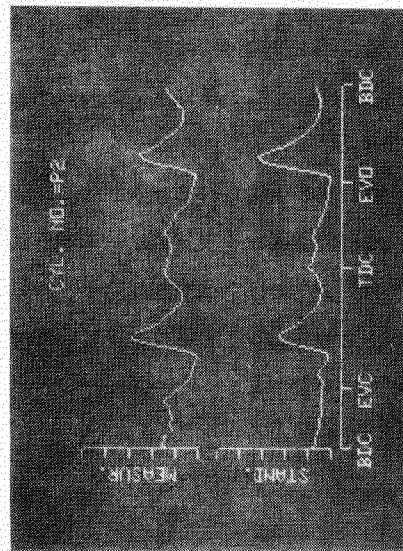


図 3.40 排気枝管波形 (正常、負荷 6/10)

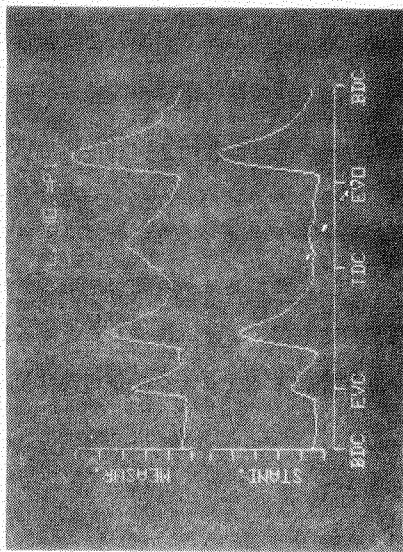


図 3.41 排気枝管波形 (スリット 1.35 mm × 5.0 mm、負荷 10/10)

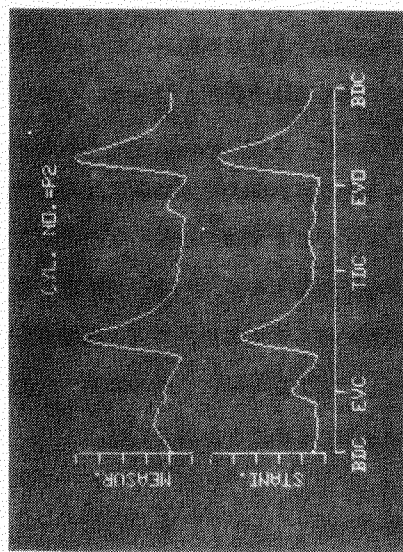


図 3.42 排気枝管波形 (P-1 シリンドラ異常、負荷 10/10)

第4章 クランク軸系の異常検出の研究

1. ま え が き

昭和51年度は、クランク軸系・カム軸系等可動部品の一例として、連接棒大端部締付ボルトがゆるんだ場合の異常検出法について実験的研究を行った。その結果クランク軸系のような巨大バネマス系では、動弁系作動異常の検出には有効であった。20KHz以上のような高周波数領域での異常信号の検出法はあまり有効でなく、かなり低い周波数領域にあるクランク軸ねじり振動に異常信号が認められた。

そこで、本年度はまずこの結果の妥当性を確認するため、(1)連接棒大端部締付ボルトがゆるんだ場合、いかなる力がクランク軸に作用するか、(2)その力によりクランク軸はいかなる挙動を示すか、についてモデルを想定して計算を行い、前年度に得られた実測結果と比較を行った。その結果、実測値と計算値は定性的によく一致することが確認されたので同じ計算方法を用いて他の軸系、他の異常につき計算を行い、ねじり振動によるクランク軸系の異常検出が一般性をもっているかどうか調査した。

2. 計算方法

2.1 クランクピンに作用する力

機関が正常である場合、クランクピンに作用する力はシリンダ内ガス圧力・ピストン慣性力・連接棒慣性力の三者の合力で、ピストンとクランクピンはがたのないリンクで結ばれているために高周波数成分は小さい。しかし、連接棒大端部締付ボルトがゆるんだ場合には、がた内でクランクピンと連接棒が自由に動き得るので、両者が衝突するときに急峻なスパイク状の力が生ずることが予想される。しかし、これらの力は連接棒から直接クランクピンに作用するのではなく、すべて油膜を介して行われる。

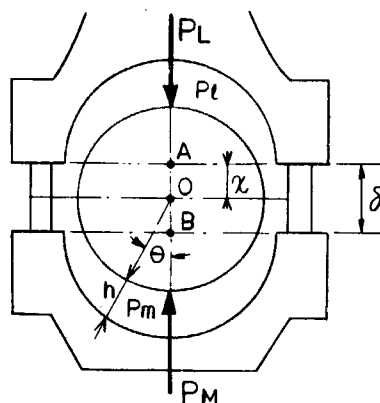
この力は以下に示すモデルにより計算を行った。

2.1.1. 連接棒中心線方向に作用する力

計算に当り次の仮定をおく。

- (1) 油膜圧力はすべて面相互の速度差により発生する流体動力学的な圧力 (Hydrodynamic Pressure) は無視して、しぼり膜作用 (Squeeze Film) により発生する圧力のみを考える (クランクピンの回転は無視する)。
- (2) 油は常に供給されており、油切れは起らない。
- (3) 有効軸受面は上下メタルとも120度とする。
- (4) 円周方向の圧力勾配は無視する (短幅軸受理論を適用する)。

以上の仮定のもとにクランクピンに作用する力 P_M (クランクピンと下メタルの間の油圧による) は次のようにして計算できる。



- A : 上メタルの中心
- B : 下メタルの中心
- O : クランクピンの中心
- δ : 上メタルと下メタルの中心間距離
- χ : 上メタルとクランクピンの中心間距離
- y : メタルの軸方向座標 ($-b \leq y \leq b$)
- R : メタル半径
- r : クランクピン半径
- $2b$: メタル幅
- h : 角度 θ におけるメタルとクランクピンの間隙
- p_m, p_l : 油膜圧力
- μ : 粘性係数

δ 、 χ はクランクピン半径 r 、メタル半径 R に比べて小さいので h は近似的に次のようになる。

$$h \cong (\delta - \chi) \cos \theta + R - r \quad \dots\dots\dots (1.1)$$

レイノルズの基礎方程式は円周方向の圧力勾配およびピンの回転速度を無視すると

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p_m}{\partial \theta} \right) = 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad \dots\dots\dots (1.2)$$

したがって、角度 θ における油膜圧力 p_m は

$$p_m = \frac{6\mu}{h^3} (y^2 - b^2) \cdot \frac{dh}{dt} \quad \dots\dots\dots (1.3)$$

したがってクランクピンに作用する力 P_M は

$$P_M = \int_{-\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{3}} \int_{-b}^b p_m \cdot r \cdot \cos \theta \cdot dy \cdot d\theta \quad \dots\dots\dots (1.4)$$

で与えられる。ここに $\frac{dh}{dt} = (\dot{\delta} - \dot{\chi}) \cos \theta$ である。しかし、 $P_M < 0$ すなわち $\delta - \chi > 0$ なるときは $P_M = 0$ とする。

同様に、クランクピンと上メタルの間で発生する油圧 p_l によりクランクピンに作用する力 P_L は

$$P_L = \int_{-\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{3}} \int_{-b}^b p_l \cdot r \cdot \cos \theta \cdot dy \cdot d\theta \quad \dots\dots\dots (1.5)$$

で与えられる。ここに $p_l = \frac{6\mu}{h^3} (y^2 - b^2) \frac{dh}{dt}$ $h = \chi \cos \theta + R - r$ 、 $\frac{dh}{dt} = \dot{\chi} \cos \theta$ である。

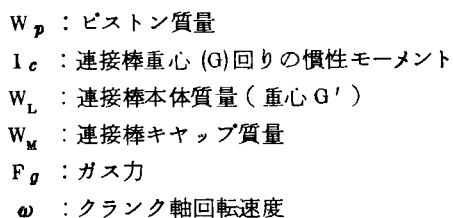
また、 P_L も P_M 同様 $P_L < 0$ 、すなわち、 $\chi > 0$ なるときは $P_L = 0$ とする。

2.1.2 ガス圧力・ピストン慣性力・連接棒慣性力を考慮したクランクピン作用力

2.1.1によりクランクピンに力が及ぶために作用する連接棒中心線方向の力 P_L 、 P_M は、クランクピンの中心の移動速度 χ が与えられると決定される。

また、クランクピンには P_L 、 P_M 以外に連接棒の振子運動による慣性力（連接棒中心線に垂直な方向） P_n が作用する。これらの値は次のように計算できる。

計算は前述の δ の値により基本的には $\delta = 0$ 、 $0 < \delta < \delta_0$ の3つの場合に分けて運動方程式を立てて行われるが、ここではクランクピン及び連接棒キャップが移動中である $0 < \delta < \delta_0$ の場合についてのみ説明する。なお、 δ_0 は連接棒大端部締付ボルトのゆるみ間隙である。



- ※を付したものが変数である。さらに独立変数として時間 t がある。ここでは接続棒の運動を考えるので、油膜から接続棒に作用する力 P_L 、 P_M の向きは図の矢印の方向が正であり、2.1.1 の P_L 、 P_M の向きと逆になる。また、接続棒大端部締付ボルトの横方向の剛性は十分大きいとする。

$$W_p \ddot{\varphi} + F_{\varphi} \cos \varphi + F_n \sin \varphi + F_g = 0 \quad (1.6)$$

$$1 \cdot \ddot{\phi} + F_n \cdot b - P_n \cdot a = 0 \quad \dots\dots\dots (1.7)$$

$$1 \cdot \ddot{\phi} + F_n \cdot b - P_n \cdot a = 0 \quad \dots\dots\dots (1.7)$$

$$(\ddot{y}_n \sin \varphi + b \ddot{\varphi})(W_L + W_M) - F_n - P_n = 0 \quad (1.8)$$

$$\left(\ddot{y}_n \cos \varphi + b^2 \dot{\varphi}^2 \right) W_L - F \varphi - P_L = 0 \quad \dots \dots \dots (1.9)$$

$$(\ddot{y}_n \cos \varphi + (\ell + \delta) \varphi^2 - \ddot{\delta}) W_M + P_M = 0 \quad \dots\dots\dots (1.10)$$

$$\lambda \ddot{\varphi} \cos \varphi - \ddot{\lambda} \sin \varphi = \lambda \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - 2 \dot{\lambda} \dot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\theta}^2 \sin \theta \dots\dots\dots (1.11)$$

$$\ddot{y}_n + r \lambda \dot{\varphi} \sin \varphi - r \dot{\lambda} \cos \varphi = -r (2 \dot{\lambda} \dot{\varphi} \sin \varphi + \lambda \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + \dot{\theta}^2 \cos \varphi) \quad (1.12)$$

さらにクランク軸は等速回転をしているので

$$\theta = \omega t \quad \dots\dots\dots (1.13)$$

以上 8 式及び (1.4) 式 (1.5) 式から連接棒の運動及び連接棒に作用する力が時間 t の関数として決定することができる。

以上、 $0 < \delta < \delta_0$ の場合について述べたが、 $\delta = 0$ 、 $\delta = \delta_0$ の場合についても同様な方法で計算できる。

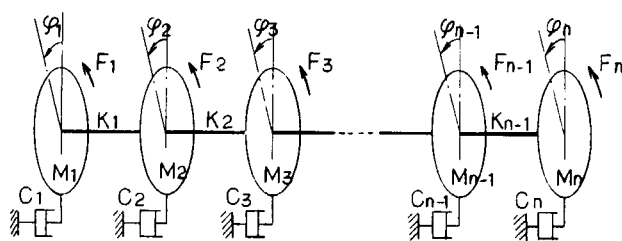
そして求めた P_n 、 P_L 、 P_M からクランクピンに作用する力が計算できる。

しかし、前述の方程式の解析解を求めることは非常に困難であり、数値解を求めることになるが、計算ピッチの大きさにより油膜の厚さが零に近づくとき解が発散する場合が生じる。そのため、油膜厚さがある値以下になった場合は、クランクピンとメタルが金属接触を起こしているとして計算する必要がある。

なお、本計算ではこの値を 0.1 mm とした。すなわち、 $R - r = 0.1 \text{ mm}$ とし $0 \leq \chi \leq \delta_0$ とした (理論的には $-(R - r) \leq \chi \leq \delta_0 + (R - r)$ となり得る)。

2.2 クランク軸ねじり振動の計算

計算はクランク軸・連接棒・ピストン等を下に示した等価力学系に置き換えて行った。



M_j : 慣性モーメント

C_j : 減衰係数

K_j : 軸のねじり剛性率

ϕ_j : マスの変位

F_j : マスに作用するトルク

j 番目のマスに関する運動方程式は次のようになる。

$$M_j \ddot{\phi}_j + C_j \dot{\phi}_j + K_{j+1} (\phi_j - \phi_{j-1}) + K_j (\phi_j - \phi_{j+1}) = F_j \quad \dots \quad (2.1)$$

($j = 1, 2, \dots, n$ 但し $j = 1$ 、 $j = n$ の場合それぞれ左辺第 3 項、第 4 項は零である)

C_j 、 K_j が一定の場合、(2.1) 式は線型微分方程式となり、モードマトリックス法、あるいは調和解析により容易に解を得ることができる。ここでは調和解析について説明する。

今、右辺 F_j をフーリエ級数に展開して、その一成分についてのみ考えるとすれば (2.1) 式は次のように書き換えられる。

$$M_j \ddot{\phi}_j + C_j \dot{\phi}_j + K_{j-1} (\phi_j - \phi_{j-1}) + K_j (\phi_j - \phi_{j+1}) = P_j e^{i(\omega t + a_j)} \quad (2.2)$$

ここで

$$\phi_j = A_j e^{i\omega t} \quad (A_j \text{ は複素数})$$

とおくと (3.2) 式は次のようになる。

$$-\omega^2 M_j A_j + i\omega C_j A_j + K_{j+1} (A_j - A_{j-1}) + K_j (A_j - A_{j+1}) = P_j e^{ia_j} \quad \dots \quad (2.3)$$

(2.3) 式を行列で表わすと

$$\mathbf{S}' \mathbf{A}' = \mathbf{P}' \quad \dots \quad (2.4)$$

ここに

$$\mathbf{S}' = (S'_{jk})$$

$$\begin{cases} S'_{jj} = K_{j-1} + K_j - \omega^2 M_j + i\omega C_j \\ S'_{jk} = \begin{cases} -K_{j-1} & (k = j-1) \\ -K_j & (k = j+1) \\ 0 & (k \neq j \pm 1) \end{cases} \end{cases}$$

$$\mathbf{A}' = (a'_j) \quad a'_j = A_j$$

$$\mathbf{P}' = (p'_j) \quad p'_j = P_j e^{ia_j}$$

である。

$A_j, P_j e^{i a_j}$ は複素数なので

$$A_j = a_{2j-1} + j a_{2j}$$

$$P e^{i a_j} = P_{2j-1} + i P_{2j}$$

と書き直し (2.4) 式にかわって

$$S A = P \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

ここに

$$S = (S_{mn})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} (m=1, 2, \dots, 2n) \\ (n=1, 2, \dots, 2n) \\ (j=1, 2, \dots, n) \\ (k=1, 2, \dots, n) \\ (j \neq k) \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} S_{2j-1, 2j-1} = K_{j-1} + K_j - \omega^2 M_j \\ S_{2j, 2j} = -S_{2j-1, 2j-1} \\ S_{2j-1, 2j} = S_{2j, 2j-1} = -\omega C_j \\ S_{2j-1, 2k-1} = -S_{2j, 2k} = \begin{cases} -K_{j-1} & (k=j-1) \\ -K_j & (k=j+1) \\ 0 & (k \neq j \pm 1) \end{cases} \\ S_{2j-1, 2k} = S_{2j, 2k-1} = 0 \end{array} \right.$$

$$A = (a_m) \quad (m=1, 2, \dots, 2n)$$

$$P = ((-1)^{m-1} p_m) \quad (m=1, 2, \dots, 2n)$$

とすれば (2.5) 式は実数のみの方程式となり、行列 S は対称行列となる。

これを解けば振動数 ω における各マスの振幅と位相が求まる。そして強制力のすべての調和成分について解を求め、それらを重ね合わせれば原方程式の解が得られる。

2.3 非線型要素の取扱い

機関のねじり振動を論じる場合、通常その振動数は高々機関回転数の数倍程度までであり、それ以上の振動成分については強制力にその成分がないため、機関の強度上の問題となる場合はきわめて稀で無視する場合が多い。このような場合には、運動方程式の非線型要素を無視しても実測値とかなり良く一致する。すなわち、2.2 で述べた方法で解が求まる。

しかし、本研究で異常信号を検出しようと試みる 300 Hz 程度までの振動をシミュレートするには、線型の微分方程式では定性的にも実測値と余り一致しなかった。そこで減衰係数を、例えば $\sqrt{-\ddot{\varphi}/\varphi}$ に比例するとした場合 (危険ねじり振動の解析にもよく用いられ、単一周波数成分だけについてみると、現象と良く合うとされている)、には運動方程式は非線型になって解を得ることはきわめて困難となる。

この問題を解決するため、本研究では便宜上次のような解法を試みた。すなわち、線型微分方程式では、2.2 で述べたように、強制力 F_j を各調和成分に分解して解を求め、あとで解の重ね合わせを行えばそれは厳密解となるが、非線型微分方程式ではその重ね合わせができない。しかし、各調和成分の一つづつについては減衰係数を一定として扱えるので、各成分個別には、2.2 で述べた解法が適用できる。この場合 $\sqrt{-\ddot{\varphi}/\varphi}$ は ω と等しくなる。

このようにして求めた解をすべて重ね合せた場合、その解は無意味となるが、強制力の各調和成分のうち、ある狭い周波数範囲内だけを考えれば、非線形要素も近似的には一定であるとして差支えないので解の重ね合せが可能であると考えられる。

そこで、本研究では異常信号を見るのに系の固有振動数近辺のみを使用しているので、ある限定された狭い周波数範囲内の重ね合せを計算値として採用することにした。

2.4 フィルタ解析

2.3 で述べたように振動方程式が非線型の場合、各調和成分ごとの解の重ね合せは無意味であるが、調和成分をある狭い周波数範囲内に限定することにより近似的に解の重ね合せが可能と考えられる。

そこで、本研究ではクランク軸の固有振動数 f_c を中心周波数とするバンド幅 $0.4 f_c$ の範囲内で一応解の重ね合せを可能とし、振動波形を求めた。これを便宜上フィルタ解析と称する。

一方、実測値に対しては計算値との対比を行うため、やはり中心周波数 f_c 、バンド幅 $0.4 f_c$ の位相遅れの全くない理想的なデジタルフィルタをかけた。

これも便宜上フィルタ解析と称する。

このようにして解析を進めた実測値ならびに計算値は次節以下で検討する。

3. 実測値と計算値の比較

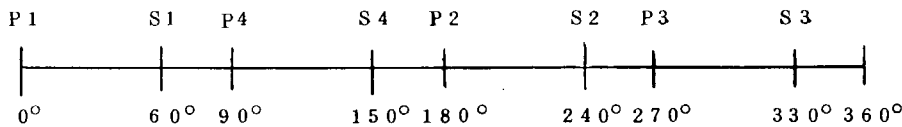
実測値は、昭和51年度「クランク軸異常の検出の研究」「中型ディーゼル機関におけるクランク軸系作動異常の検出」で得られた結果を流用した。したがって、実験方法、機関運転方法等の詳細については昭和51年度報告書¹⁾を参照されたい。

計算条件は実測値との比較を行うため、できるだけ実験条件と同一にした。なお、計算では連接棒大端部締付ボルトのゆるみ間隙を 0.5 mm とした。

なお、供試機関の要目は表4.1に示す通りで、着火順序は下記の通りである。

表 4.1 試 機 関 要 目

機 関 型 式	2 サイクル単動トランクピストン型 ターボチャージドディーゼル機関
シ リ ン ダ 配 列	V 型
シ リ ン ダ 数	8
シリンダ径×行程	280 mm × 380 mm
定 格 回 転 数	650 rpm
定 格 出 力	2400 PS
掃 気 方 式	単流掃気4排気弁



供試機関着火順序

3.1 クランク軸に作用するトルク

2.1.1 及び 2.1.2 で示した計算法により計算したクランク軸に作用するトルクを図 4.1、図 4.2 に示す。それぞれ機関回転数 380rpm、548rpm の場合で、燃焼圧力は実験と同じく省いている。

上段が連接棒大端部締付ボルトを正規に締付けた場合で、下段が連接棒大端部締付ボルトを 0.5mm ゆるめた場合の計算値である。

クランク角度 90° 付近で発生している異常なトルクはクランクピンと上メタルの間で発生する異常圧力によるもので、クランク角度 295° で発生している異常なトルクはクランクピンと下メタルの間で発生する異常圧力によるものである。後者の方が急激な立ち上りを見せているが、これは下メタルに軸受幅の 1/3 の油溝があって、有効軸受面積が上メタルの 1/3 になっており、しかもそれが 2 つに分れているため、負荷能力が上メタルの約 1/100 になっているためである。なお、参考までにピストンピンと連接棒キャップの運動を図 4.3、図 4.4 に示す。本計算モデルでは燃焼圧力が作用していないので、連接棒キャップは慣性力のため常に $\delta = \delta_0$ ($= 0.5mm$) になっている。

3.2 クランク軸ねじり振動

表 4.2 に計算諸元を示す。なお、減衰係数は Widler による実験値 $C/\omega M = 0.05$ (C : 減衰係数、 ω : 振動数、 M : 慣性モーメント) を採用した。

強制力としては、異常の発生するシリンダについては 3.1 で示した異常トルクを使用し、他のシリンダについては実験時採取した筒内圧より算出したトルクを使用した。なお、機関正常時の計算においても機関異常時に異常を発生させたシリンダでは筒内圧を零として計算したトルクを使用した(図 4.1、図 4.2 上段に示したトルクを使用)

機関の運転方法等については昭和 51 年度報告書¹⁾ 1.2.3.「機関の運転及び機関の正常状態」を参照されたい。

表 4.2 クランク軸等価力学系諸元

№	名 称	慣性モーメント ($kg \cdot cm \cdot sec^2$)	減衰係数 C/ω ($kg \cdot cm \cdot sec^2$)	ねじり剛性率 ($kg \cdot cm/rad$)
1	軸 端 部	13	0	2.748×10^8
2	№1 クランクスロー	272	13.6	4.789×10^8
3	№2 クランクスロー	272	13.6	4.789×10^8
4	№3 クランクスロー	272	13.6	4.789×10^8
5	№4 クランクスロー	272	13.6	5.627×10^8
6	カム軸駆動歯車	184	0	7.174×10^8
7	フライホイール	802	0	4.594×10^8
8	カップリング	250	0	2.646×10^8
9	水制動機	930	0	

(1) S-1 シリンダ連接棒大端部締付ボルトゆるみ (548rpm)

まず、S-1 シリンダ連接棒で異常が発生した場合の実測結果の比較を行う。

図 4.5 はクランク軸端で計測した回転方向加速度(計測位置半径 85mm)、図 4.6 は同計算値である。

計算値は 2.3 で述べたように各調和成分の解の重ね合せは無意味であるが、試みに 10Hz ~ 600Hz まで

の成分を重ね合わせものである。

図 4.7 は $\#1$ クランクスローで計測した回転方向加速度（計測位置半径 185 mm ）、図 4.8 は同計算値である。

図 4.5 と図 4.6 では実測値と計算値は余り一致していないが、異常信号は両者ともクランク角度 180° 付近で見られる。

図 4.7 と図 4.8 では実測値と計算値が定性的にはかなり良く一致している。また、異常信号の発生時期はやはりクランク角度 180° 付近である。

なお、これらの図のクランク角度は P-1 シリンダの下死点を零度としているので、図 4.2 に示される異常トルクは 175° の位置に相当する。

次の系の 1 節固有振動数である 65 Hz を中心周波数としたバンド幅 26 Hz のフィルタ解析結果を示す。

図 4.9、図 4.10 はクランク軸端での実測値と計算値、図 4.11、図 4.12 は $\#1$ クランクスローでの実測値と計算値である。いずれの図においても定量的にはともかく定性的には実測値と計算値はかなり良い一致を見せている。また、本周波数帯では正常と異常に余り差が認められない。

次に系の 2 節固有振動数である 112 Hz を中心周波数としたバンド幅 44 Hz のフィルタ解析結果を示す。

図 4.13、図 4.14 はクランク軸端での実測値と計算値、図 4.15、図 4.16 は $\#1$ クランクスローでの実測値と計算値である。実測値と計算値での位相にずれが認められる。

次に系の 3 節固有振動数である 201 Hz を中心周波数とするバンド幅 80 Hz のフィルタ解析結果を示す。

図 4.17、図 4.18 はクランク軸端での実測値と計算値、図 4.19、図 4.20 は $\#1$ クランクスローでの実測値と計算値である。

実測値と計算値では位相に多少のずれはあるが、定性的には異常が発生するとクランク角度 180° 付近から振幅が紡錘状に大きくなって良く一致している。

この異常信号の発生時期は先に述べたように異常トルクの発生時期と一致している。

(2) S-3 シリンダ連接棒大端部締付ボルトゆるみ（ 548 rpm ）

S-3 シリンダで異常が発生した場合についても S-1 シリンダの場合と同様な結果が得られた。

図 4.21、図 4.22 にクランク軸端での実測値と計算値、図 4.23、図 4.24 に $\#1$ クランクスローでの実測値と計算値を示す。いずれも系の 3 節固有振動数である 201 Hz を中心周波数とするバンド幅 80 Hz のフィルタ解析結果である。定性的には実測値と計算値は良い一致を示している。また、実測値・計算値とも異常信号の発生時期はクランク角度 90° 付近であり、S-3 シリンダの異常トルク発生時期 85° とよく一致している。

(3) S-3 シリンダ連接棒大端部締付ボルトゆるみ（ 380 rpm ）

次に S-3 シリンダで異常が発生した場合で、機関回転数 380 rpm の結果を示す。

図 4.25、図 4.26 にクランク軸端での実測値と計算値、図 4.27、図 4.28 に $\#1$ クランクスローでの実測値と計算値を示す。機関回転数がかわっても定性的には全く同じでクランク角度 85° 付近から異常信号の発生がみられる。

以上の結果から本計算で用いた計算方法は、厳密には現象をシミュレートしているとは言えないが、定性的には現象を再現しているものと考えられる。

まず、異常トルクの発生時期は実測値の異常信号発生時期とよく一致している。さらに異常トルクの絶対値はともかく、異常が発生するとスパイク状の力が付加されていることは、計算によって確認されたものとする。

次にねじり振動の波形は定量的には一致していると言えないが、定性的にはほぼ一致していると考えられる。定量的に一致しない理由としては、まず第一に計算モデル（等価力学系）が必ずしも実際の力学系を再現していないことがあげられる。特に減衰係数については不明な点多すぎると言える。その他、実測した加速度の絶対値にも誤差があると考えられる。

4. 他の軸系での接続棒大端部締付ボルトゆるみ

前節に示した実測結果は実験上の都合で2サイクル機関を使用し、また、運転条件が特殊な場合である（無負荷運転、異常を発生させたシリンダでは燃焼させていない）。そこで実験で得られたような結果が、他の機関でしかも実稼動状態で得られるかどうかを確認するため計算を行った。

表 4.3 に計算に供した機関の要目を示す。

表 4.3 機関要目

機 関 型 式	4 サイクル単動トランクピストン 型ディーゼル機関
シリンダ配列	直 列 型
シ リ ン ダ 数	6
シリンダ径×行程	420mm×450mm
定 格 回 転 数	530rpm
定 格 出 力	4500ps

4.1 クランク軸に作用するトルク

図 4.29、図 4.30 に定格運転時に接続棒大端部締付ボルト 0.5mm、1.0mm ゆるんだ場合の結果を示す。

上段はいずれも機関が正常に稼動する場合のトルクで両者は同一のものである。

異常の程度が 0.5mm の場合には、クランク角度 100°、315°、460°、665° 付近で異常トルクが発生するが、クランク角度 100° と 460° の異常トルクは他に比べて無視できる程度である。

異常の程度が 1.0mm になった場合は、クランク角度 100° で発生する異常トルクが無視できなくなり、また、350° あたりで発生する異常トルクの向きが異常の程度 0.5mm の場合と逆になる。これはクランクピンと接続棒キャップの運動が、異常の程度により異なるためである。図 4.31、図 4.32 にそれぞれの場合のクランクピンと接続棒キャップの運動を示す。

4.2 クランク軸ねじり振動

表 4.4 に計算に供した軸系の諸元を示す。

表 4.4 クランク軸等価力学系諸元

№	名 称	慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}^2$)	減衰係数 C/ω ($\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}^2$)	ねじり剛性率 ($\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{rad}$)
1	軸 端 部	24	0	9.968×10^8
2	№1 クランクスロー	1619	81.0	1.645×10^9
3	№2 クランクスロー	1605	80.3	1.645×10^9
4	№3 クランクスロー	1605	80.3	1.645×10^9
5	№4 クランクスロー	1605	80.3	1.645×10^9
6	№5 クランクスロー	1605	80.3	1.645×10^9
7	№6 クランクスロー	1620	81.0	1.645×10^9
8	カム軸駆動歯車	376	0	1.558×10^9
9	フライホイール	3400	0	3.805×10^9

前節では、実測値が加速度であったので計算値も加速度を求めたが、実機でねじり振動を検出する場合、クランク軸端の角速度の検出が最も容易かつ実用的である（軸端にパルス発生器を備えるだけで計測が可能である）と考えられるので、ここではクランク軸端の角速度についてのみ検討することとする。

(1) 600Hz以下のフィルタ解析（異常の程度 0.5mm）

図 4.3.3～図 4.3.8に№1シリンダ～№6シリンダの接続棒で異常が発生した場合の結果を示す。上段が正常、下段が異常の波形である。（正常の波形は、図 4.3.3～図 4.3.8まで全て同一である）。

いずれのシリンダで異常が発生しても正常時の波形では差が認められるが、低周波数成分の振幅が大きいため、その差は余り顕著ではない。

(2) 3節固有振動数仕近のフィルタ解析（異常の程度 0.5mm、144Hz～216Hz）

図 4.3.9～図 4.4.4に№1シリンダ～№6シリンダの接続棒で異常が発生した場合の結果を示す。

いずれのシリンダで異常が発生しても正常時の波形と異常時の波形では顕著な差が認められる。また、異常信号の発生するクランク角度はそれぞれ異常トルクの発生するクランク角度と一致する。なお、図 4.4.5にクランク角度と異常トルクの発生時期の関係を示す。

異常信号の振幅は異常の発生するシリンダにより多少異なるが、それほど大きな相違はない。これは複数個の周波数成分を合成しているためで、3節固有振動数に最も近い単一の周波数成分だけで見ると、その振幅は固有振動のモード（振幅比）に比例する。

しかし、この場合、異常信号の発生時期の情報は消滅して振幅が常に一定の波形を呈する。言い換えれば、複数個の周波数成分を合成することにより、異常信号の発生時期が明確になっているのである。

(3) 4, 5, 6節固有振動数付近のフィルタ解析（異常程度 0.5mm、222Hz～333Hz）

図 4.4.6～図 4.5.1に№1シリンダ～№6シリンダの接続棒で異常が発生した場合の結果を示す。

いずれも3節固有振動数付近の波形と同様な傾向を示している。しかし、正常時波形と異常時波形の振幅比は3節の場合よりもいくぶん小さく、異常の検出には3節の場合の方が容易と言える。

(4) 異常の程度が変わった場合（異常の程度 1.0mm）

図 4.5.2、図 4.5.3に№3シリンダの接続棒で異常が発生した場合のフィルタ解析結果を示す。

異常信号の発生時期やパターンは異常の程度が小さい場合とほぼ同じであるが、振幅の差はより顕著である。

5. シリンダライナとピストンのスカuffing

クランク軸系に影響を及ぼす異常としては、先述の連接棒大端部締付ボルトのゆるみ以外に、最も代表的でありかつ機関にとって重大な異常であるシリンダライナとピストンのスカuffingがある。しかし、現象の解明はほとんどなされていないのが現状である。本課題については当研究部会において別途研究中であるが、ここではスカuffingが発生した場合にクランク軸に作用するであろう異常トルクを下記のように仮定して、その異常トルクがクランク軸に作用した場合のクランク軸ねじり振動を計算してみた。

5.1 クランク軸に作用するトルク

シリンダライナとピストンの間でスカuffingが発生した場合、その初期においてはシリンダライナとピストンの間の摩擦力が増加して出力の低下が起ると予想される。その摩擦力はスカuffingが発生した位置、程度、潤滑の状況等によりそれぞれ異なるものと推定されるが、ここでは次のような仮定を置いて計算してみた。

- (1) 異常の発生するクランク角度は、これまでの経験上サイドスラスト力が大きく潤滑状態が余り良くない上死点付近であることから、ここでは(サイドスラスト)/(ピストン速度)が最大となるクランク角度を中心に発生するものとする。
- (2) スカuffingが発生している期間はクランク角度10度から30度程度とする。
- (3) 異常トルクの大きさはランダムである。但し、標準偏差は正常時トルクからの変動分の平均値と等しい。

以上の仮定のもとに損失馬力が1シリンダ当りの定格出力の1.25%、4.2%、10.5%の3つの場合を想定して計算した。

図4.54にサイドスラストとピストン速度の比を示す。この図より異常の発生時期の中心クランク角度は375°と決定した。

図4.55～図4.57は損失馬力が1.25%、4.2%、10.5%の場合のトルクを示す。それぞれの異常発生期間は10°、15°、30°である。なお、ランダムトルクの計算には電算機の乱数を使用した。

5.2 クランク軸ねじり振動

計算は6シリンダに異常が発生した場合について行った。

- (1) 600Hz以下のフィルタ解析

図4.58～図4.60に損失馬力が1.25%(ケース1)、4.2%(ケース2)、10.5%(ケース3)の計算結果を示す。どのケースについても正常時と異常時では一応差が認められる。また、損失馬力が増加するほどその差は顕著となる。しかし、連接棒の異常の場合と同様低周波数成分の振幅が大きいため、正常と異常の差の識別は余り容易ではない。

- (2) 3節固有振動数付近のフィルタ解析

図4.61～図4.63にそれぞれのケースについての結果を示す。いずれの場合もクランク角度600°あたりから異常信号が発生しているのが認められる。このクランク角度は異常トルクの発生時期と一致する。

ケース1とケース2では異常信号の振幅にそれほど差はないが、ケース3になると異常信号の振幅は非常に大きくなっている。ケース1とケース2がほぼ同じ振幅であるのは、異常トルクの3節固有振動数仕近の周波数成分が偶然同程度になったためと思われる。

- (3) 4.5, 6節固有振動数付近のフィルタ解析

図4.64～図4.66にそれぞれのケースについての計算結果を示す。この周波数帯ではケース1の場合、正常と異常の差はほとんどない。ケース2、ケース3ではやはりクランク角度600°あたりから異常信号の発生がみられる。

6. ま と め

以上、クランク軸系に異常が発生した場合のクランク軸ねじり振動について解析を行った。以下にそれらの結果を要約して述べる。

- (1) 実測値と計算値は定性的にはほぼ一致することが確められた。
- (2) クランク軸系に異常が発生した場合、クランク軸に作用する異常トルクは、連接棒大端部締付ボルトのゆるみに代表されるスパイク状のものとシリンダライナとピストンのスカuffingに代表されるランダム状のものとに分けられるが、いずれの場合においてもクランク軸の固有振動数付近の成分に異常信号が現われる。
- (3) 検出する信号は、1 節、2 節の固有振動数のようなかなり低い周波数成分で行うよりも3 節、4 節程度の振動数(200 Hz 付近)で行うのが最適と考えられる。すなわち、この程度の周波数帯になると機関正常時本来の振幅が非常に小さいため、相対的に異常信号の検出が容易となる。
- (4) 異常の検出はクランク軸端の角速度で行える。

参 考 文 献

- (1) 音響振動解析による船用ディーゼル機関の機械的異常診法に関する研究報告書 (日本造船研究協会 昭和52 年3 月)
- (2) 内燃機関ハンドブック (朝倉書店)

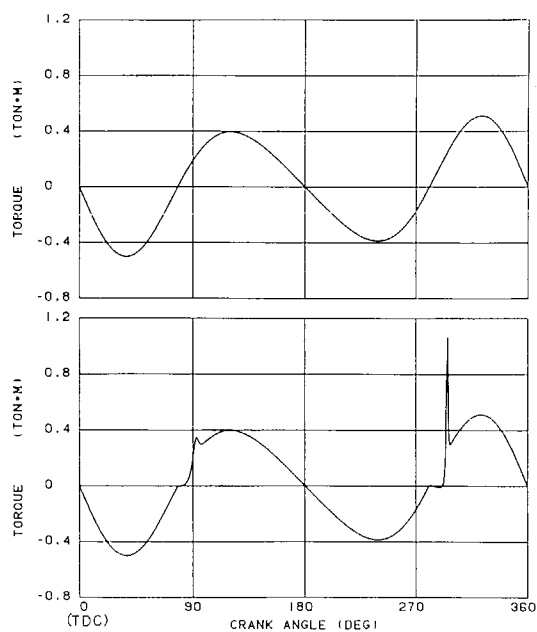


図 4.1 クランク軸に作用するトルク (ガス圧力零)

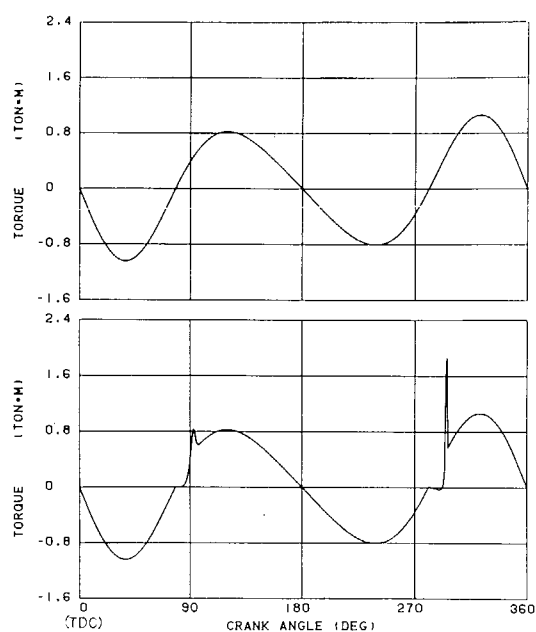


図 4.2 クランク軸に作用するトルク (ガス圧力零)

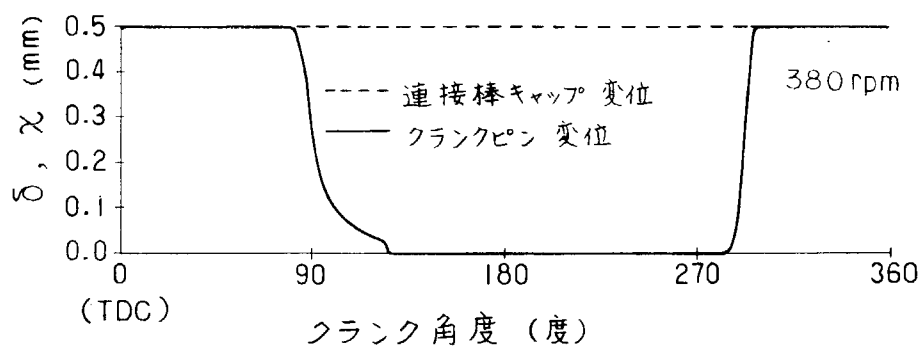


図 4.3 クランクピンと連接棒キャップの運動

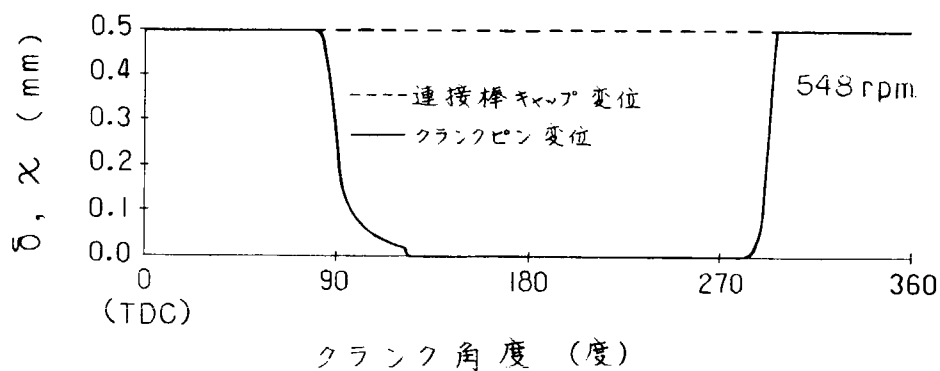


図 4.4 クランクピンと連接棒キャップの運動

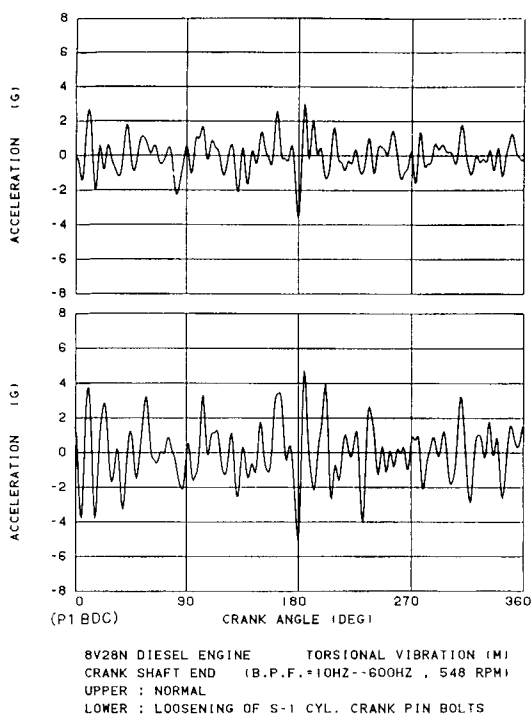


図 4.5 クランク軸端回転方向加速度（実測値）

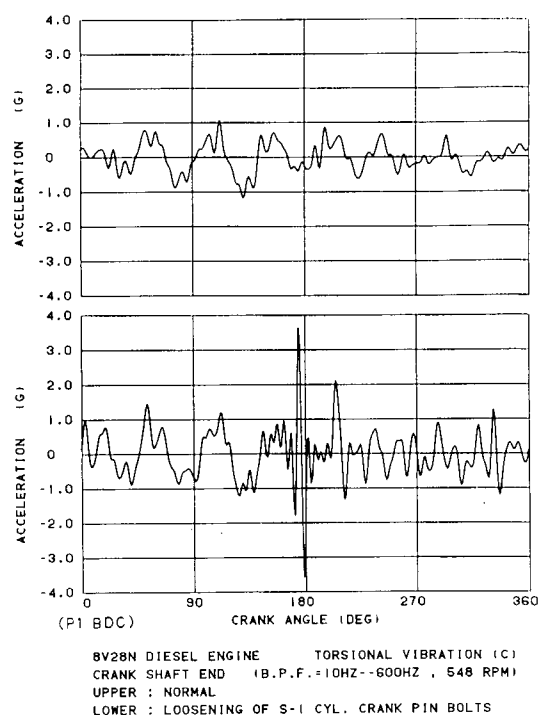


図 4.6 クランク軸端回転方向加速度（計算値）

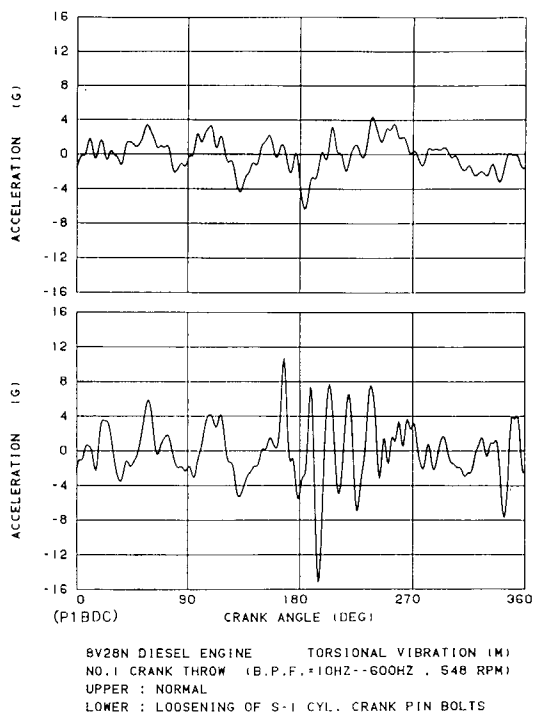


図 4.7 №1 クランクスロー回転方向加速度（実測値）

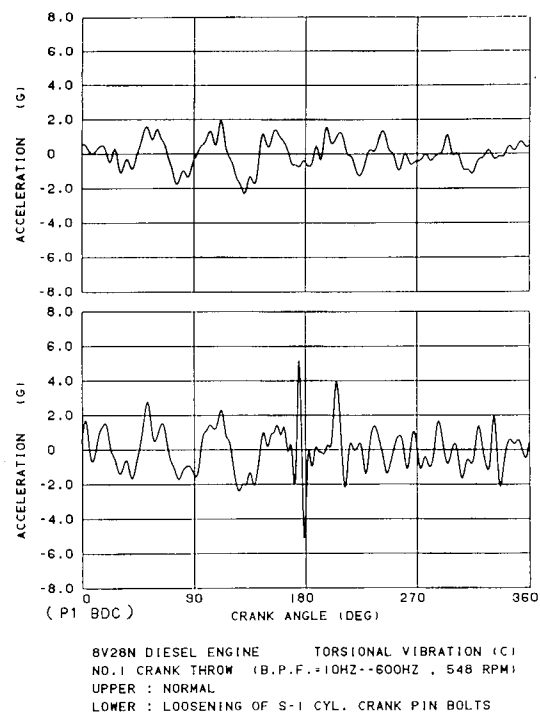


図 4.8 №1 クランクスロー回転方向加速度（計算値）

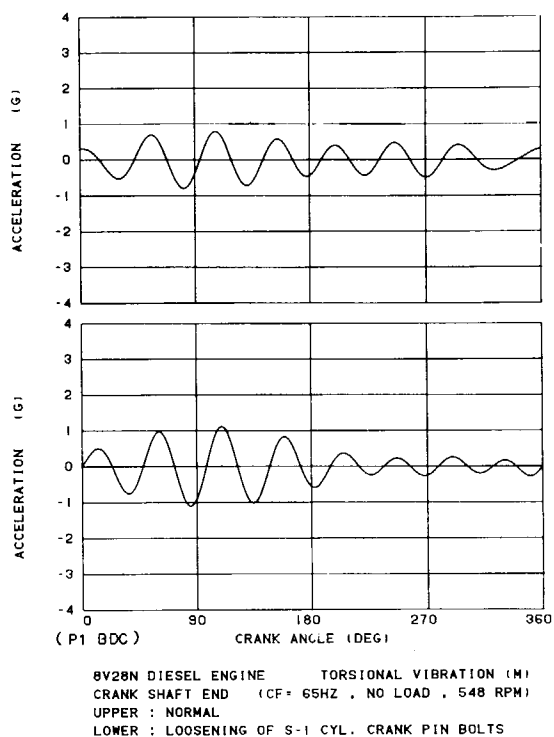


図 4.9 クランク軸端回転方向加速度 (1 節、実測値)

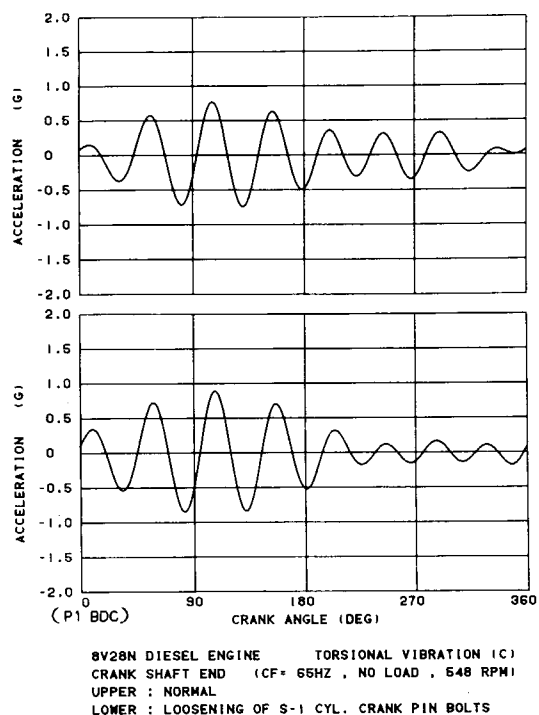


図 4.10 クランク軸端回転方向加速度 (1 節、計算値)

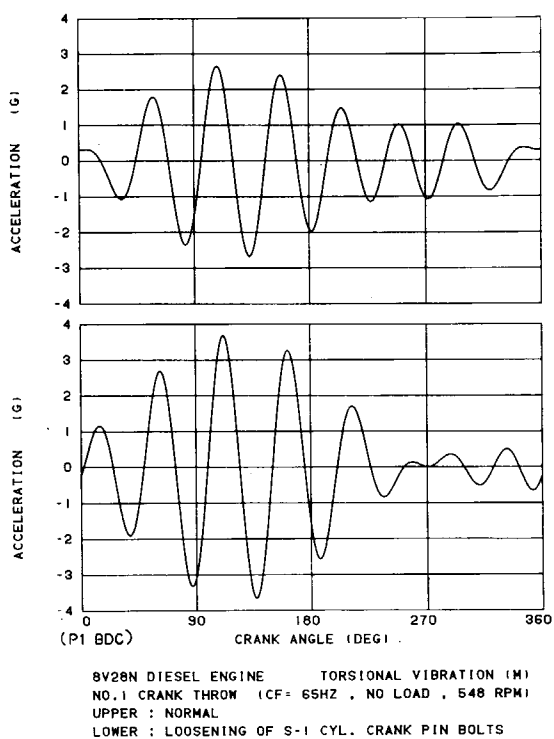


図 4.11 №1 クランクスロー回転方向加速度 (1 節、実測値)

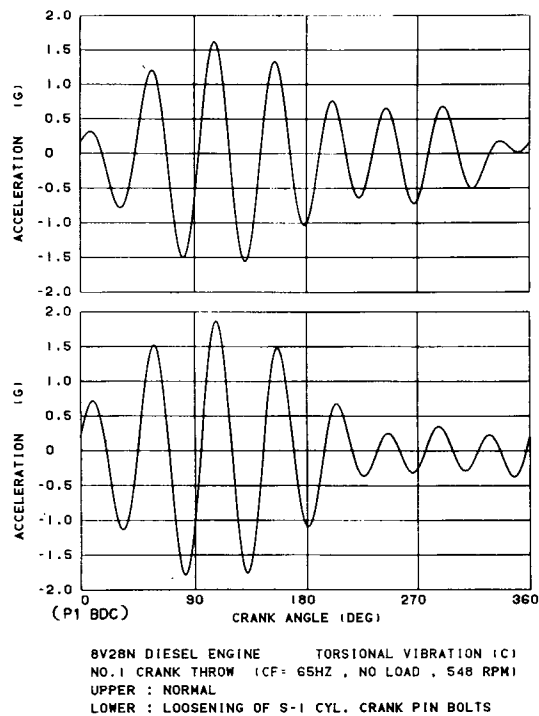


図 4.12 №1 クランクスロー回転方向加速度 (1 節、計算値)

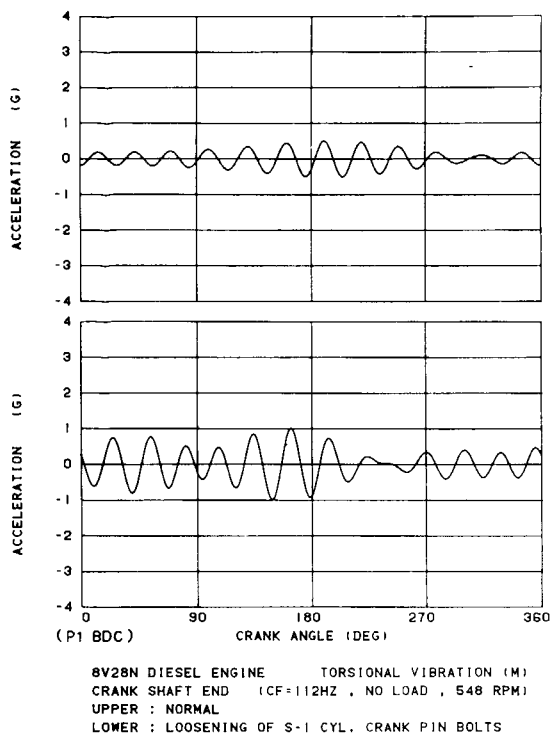


図 4.13 クランク軸端回転方向加速度 (2 節、実測値)

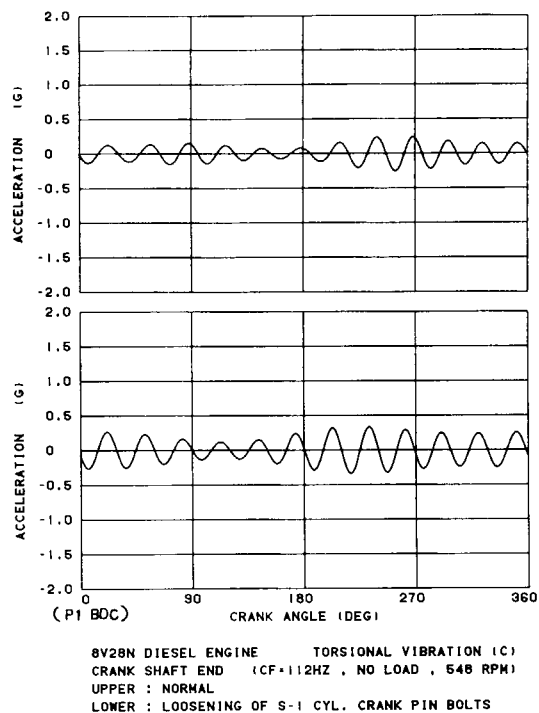


図 4.14 クランク軸端回転方向加速度 (2 節、計算値)

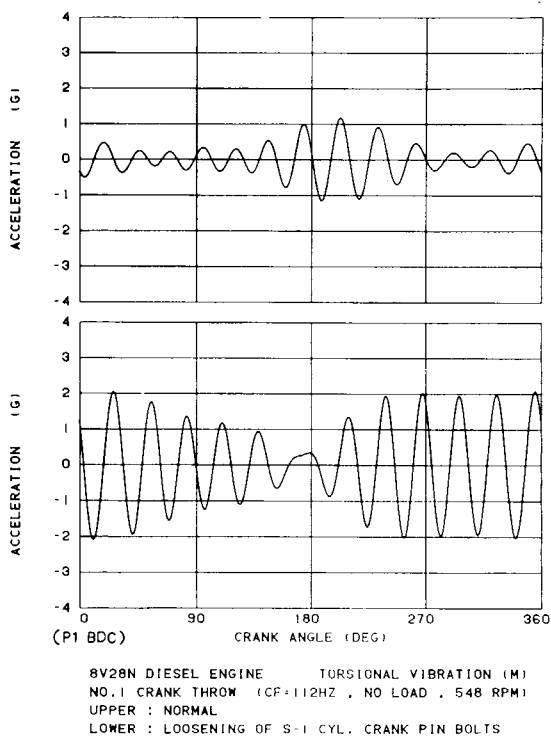


図 4.15 №1 クランクスロー回転方向加速度 (2 節、実測値)

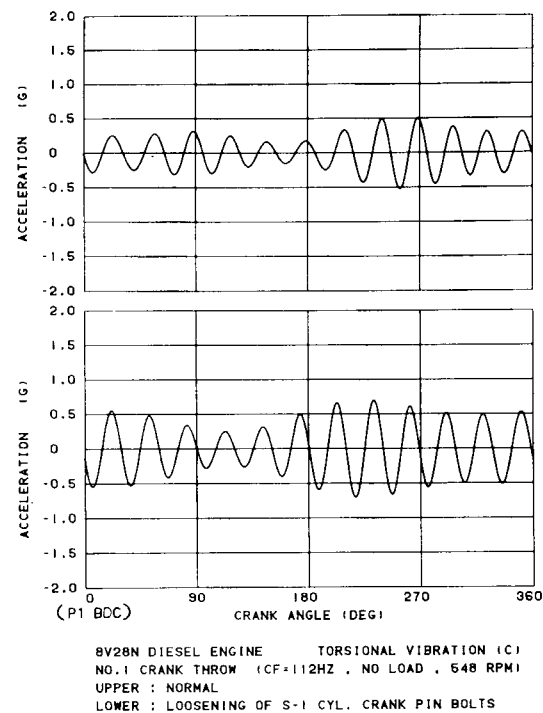


図 4.16 №1 クランクスロー回転方向加速度 (2 節、計算値)

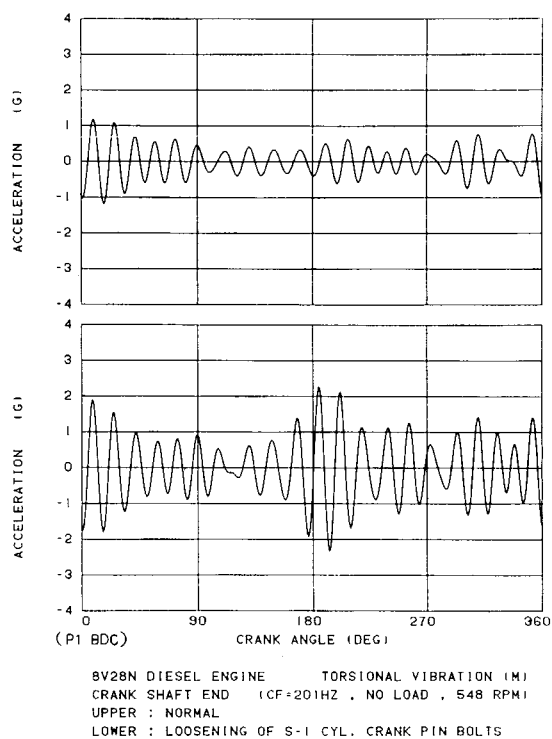


図 4.17 クランク軸端回転方向加速度 (3 節、実測値)

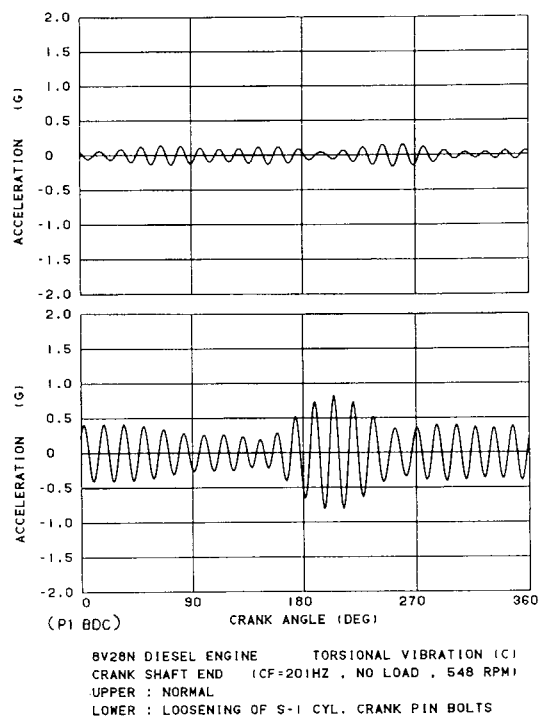


図 4.18 クランク軸端回転方向加速度 (3 節、計算値)

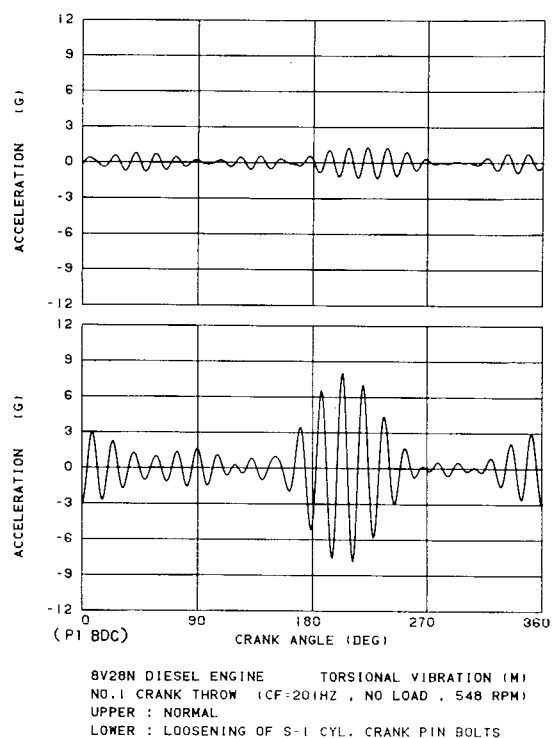


図 4.19 №1 クランクスロー回転方向加速度 (3 節、実測値)

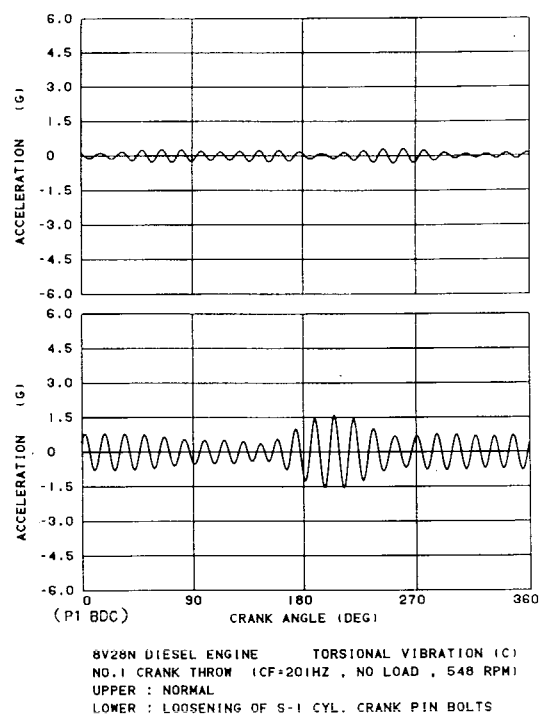


図 4.20 №1 クランクスロー回転方向加速度 (3 節、計算値)

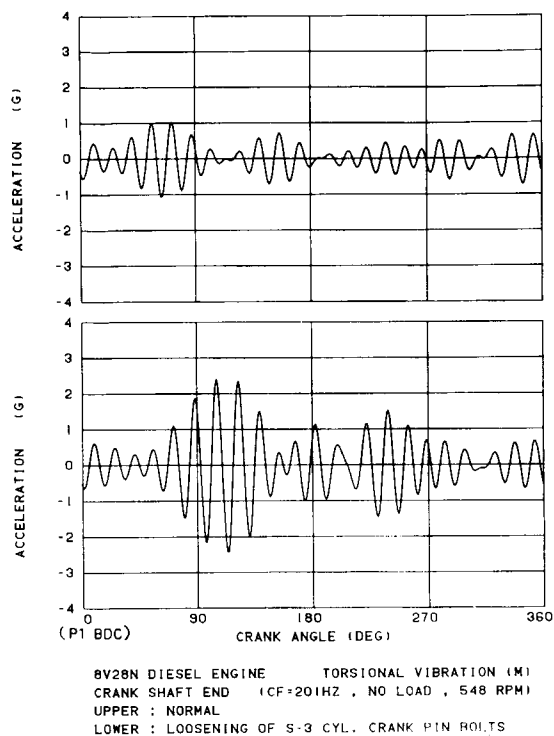


図 4.2.1 クランク軸端回転方向加速度 (3 節、実測値)

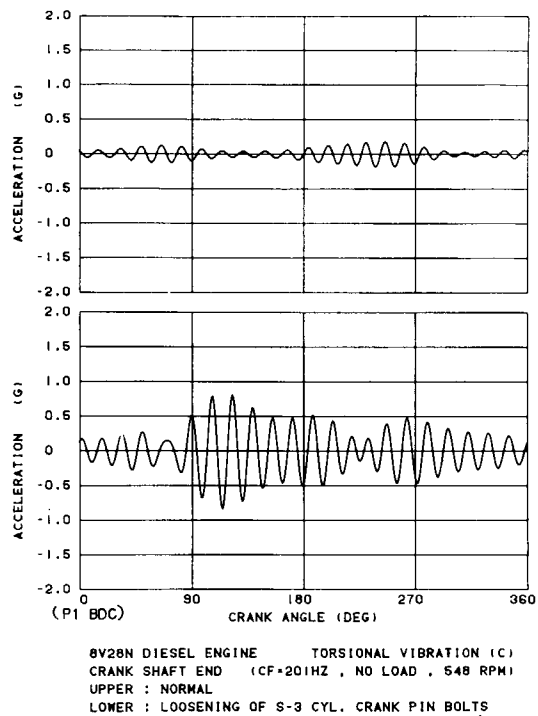


図 4.2.2 クランク軸端回転方向加速度 (3 節、計算値)

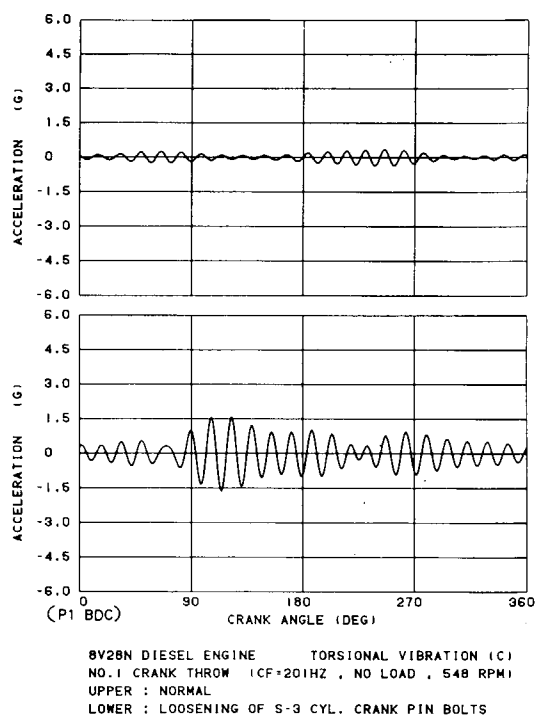
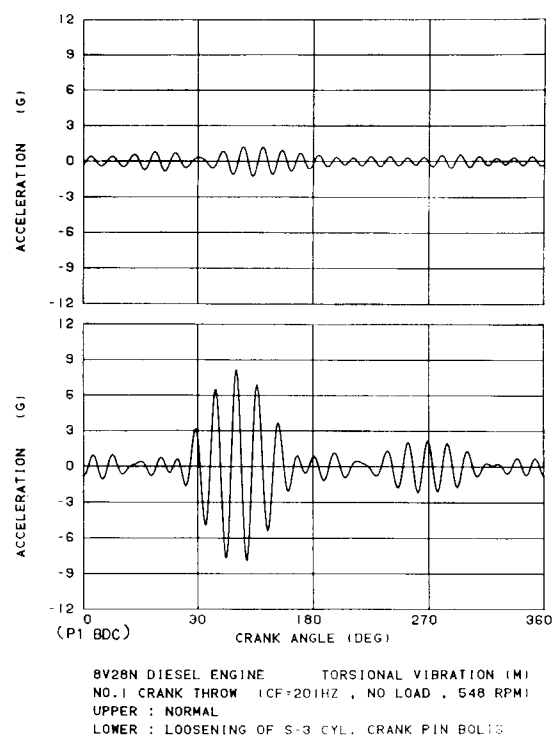


図 4.2.3 №1 クランクスロー回転方向加速度 (3 節、実測値) 図 4.2.4 №1 クランクスロー回転方向加速度 (3 節、計算値)

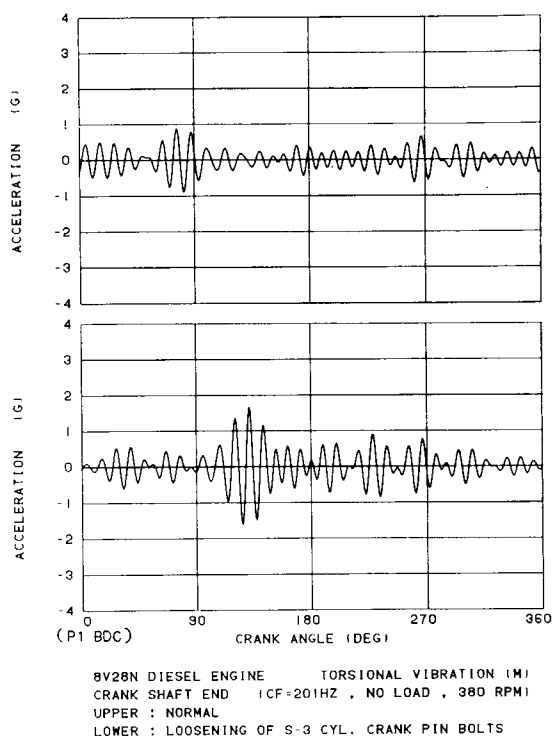


図 4.25 クランク軸端回転方向加速度 (3 節、実測値)

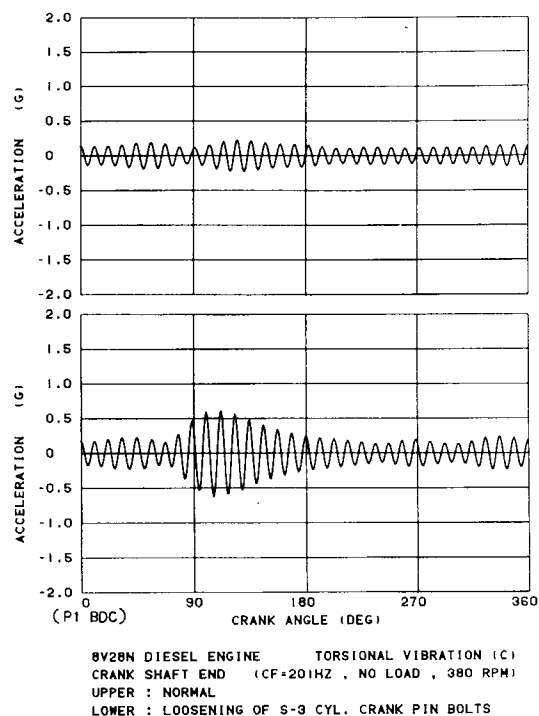


図 4.26 クランク軸端回転方向加速度 (3 節、計算値)

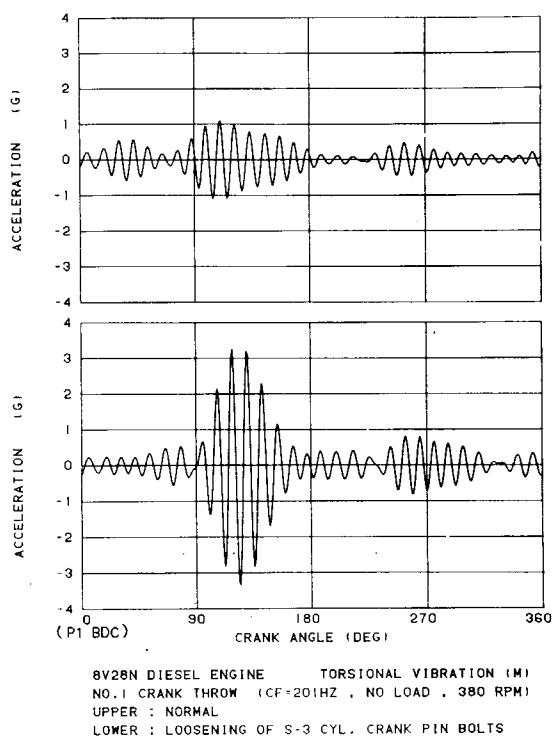


図 4.27 №1 クランクスロー回転方向加速度 (3 節、実測値)

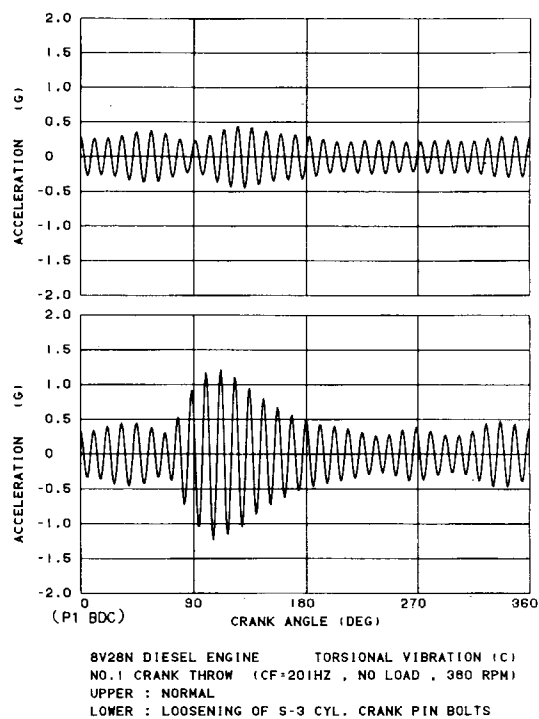


図 4.28 №1 クランクスロー回転方向加速度 (3 節、計算値)

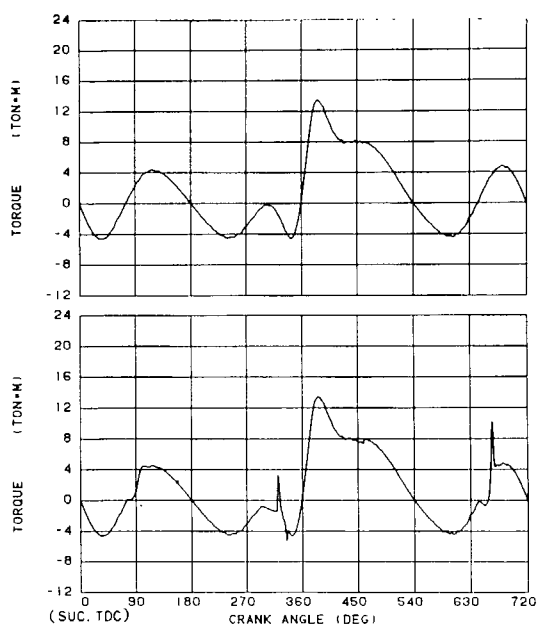


図 4.29 クランク軸に作用するトルク

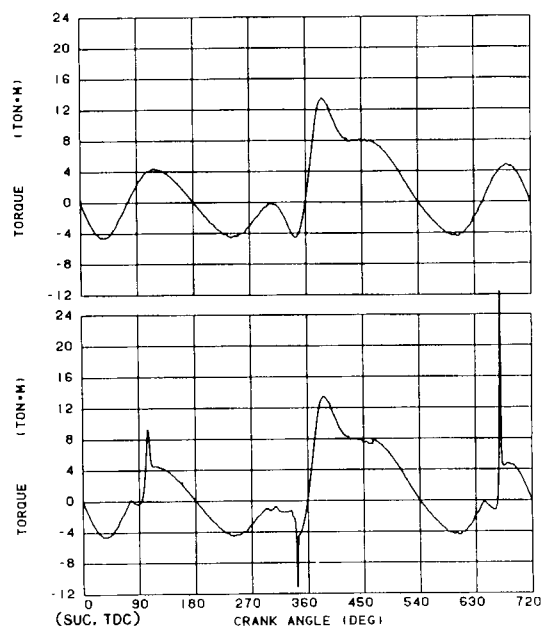


図 4.30 クランク軸に作用するトルク

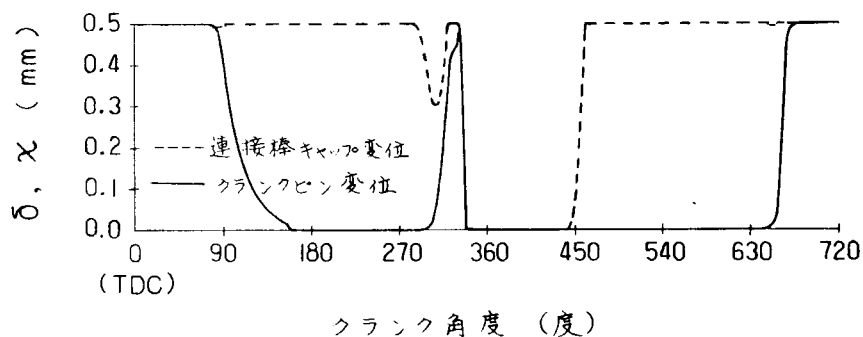


図 4.31 クランクピンと連接棒キャップの運動

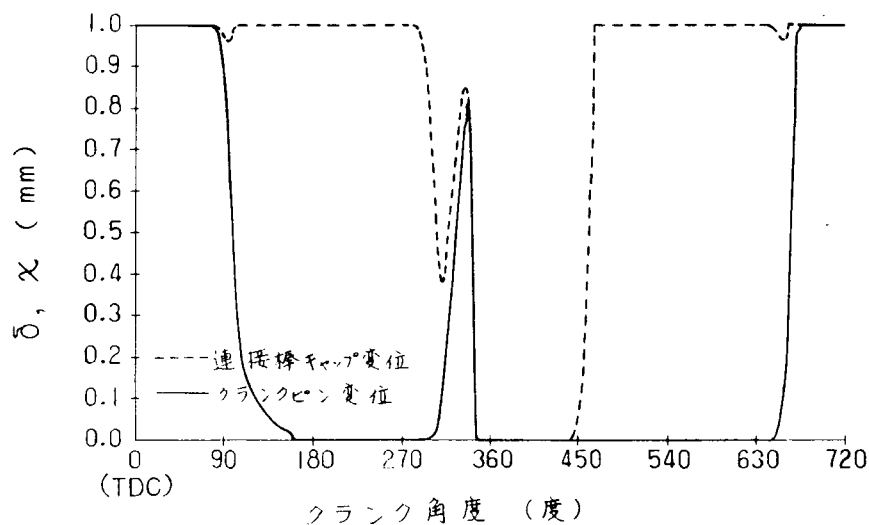


図 4.32 クランクピンと連接棒キャップの運動

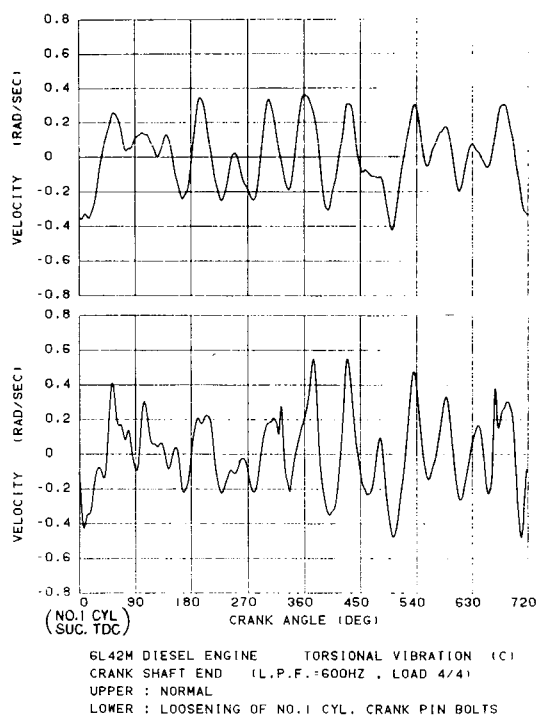


図 4.3.3 クランク軸端角速度 (0.5 mm)

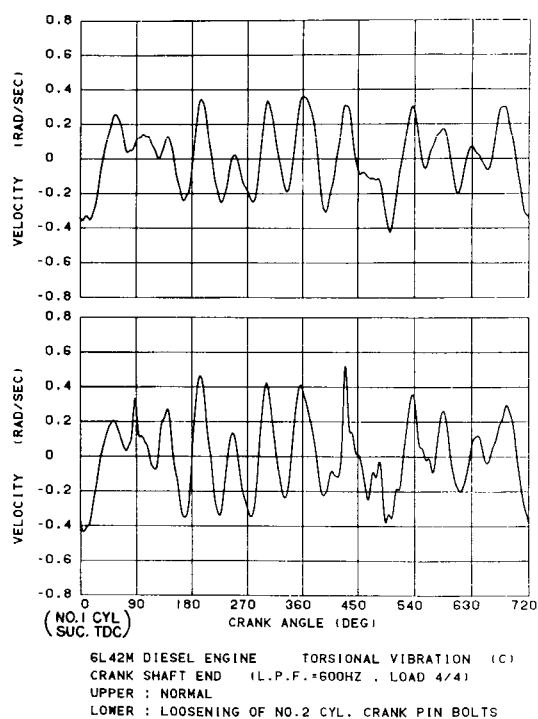


図 4.3.4 クランク軸端角速度 (0.5 mm)

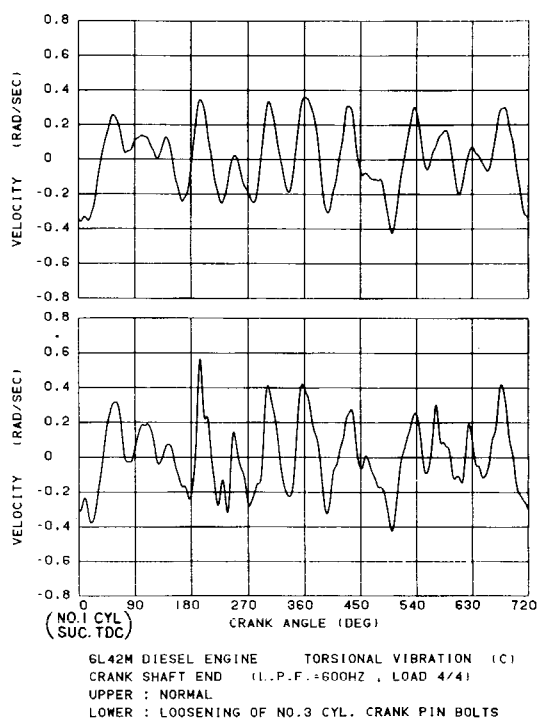


図 4.3.6 クランク軸端角速度 (0.5 mm)

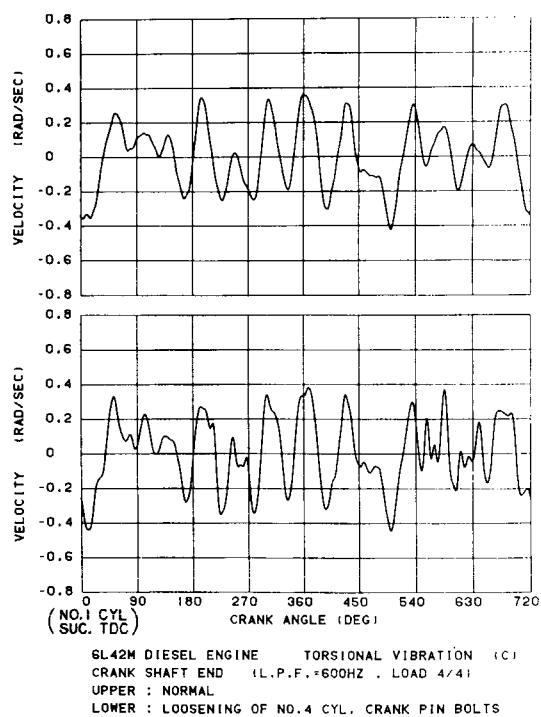


図 4.3.5 クランク軸端角速度 (0.5 mm)

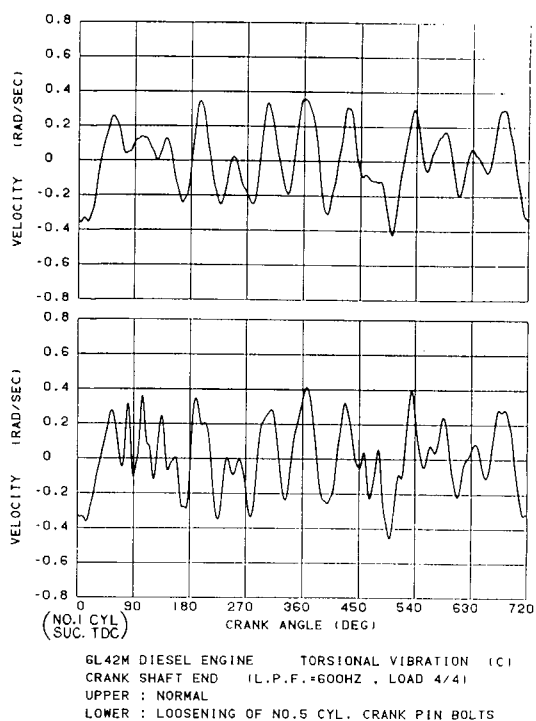


図 4.37 クランク軸端角速度 (0.5 mm)

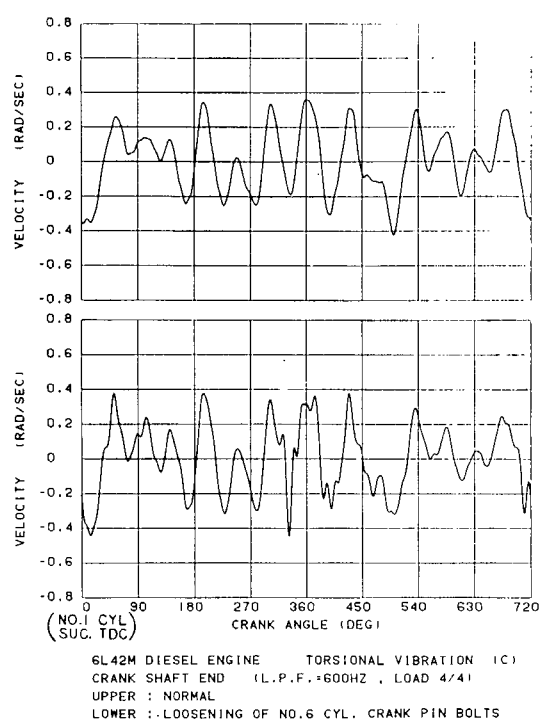


図 4.38 クランク軸端角速度 (0.5 mm)

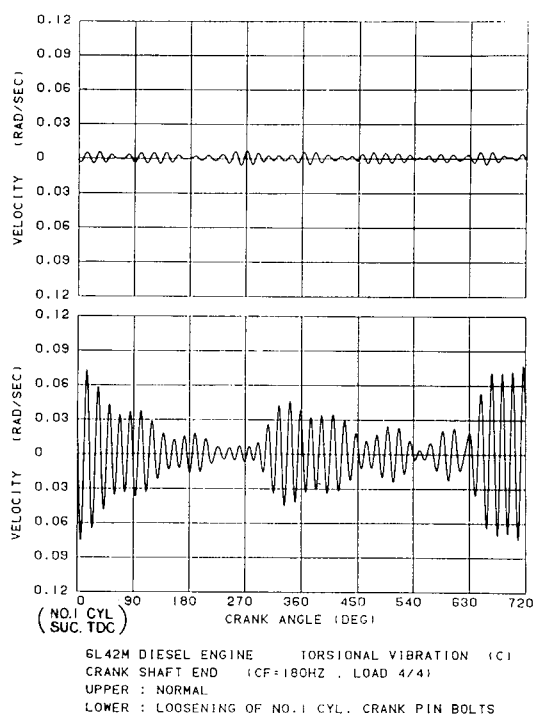


図 4.39 クランク軸端角速度 (3 節、 0.5 mm)

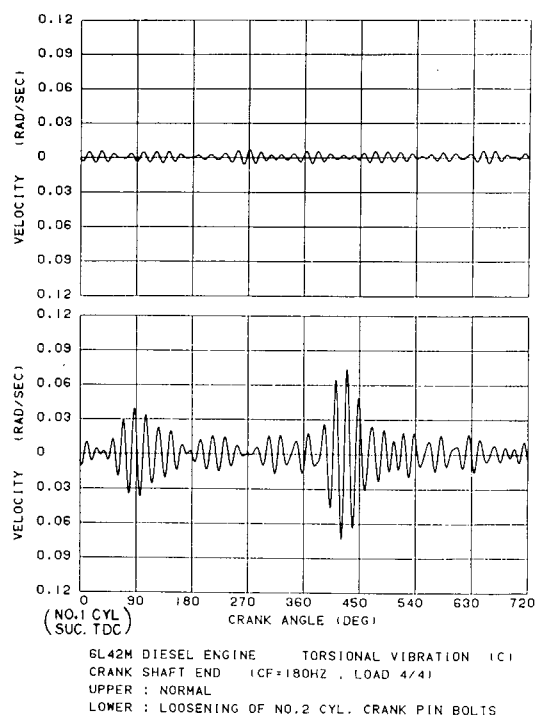


図 4.40 クランク軸端角速度 (3 節、 0.5 mm)

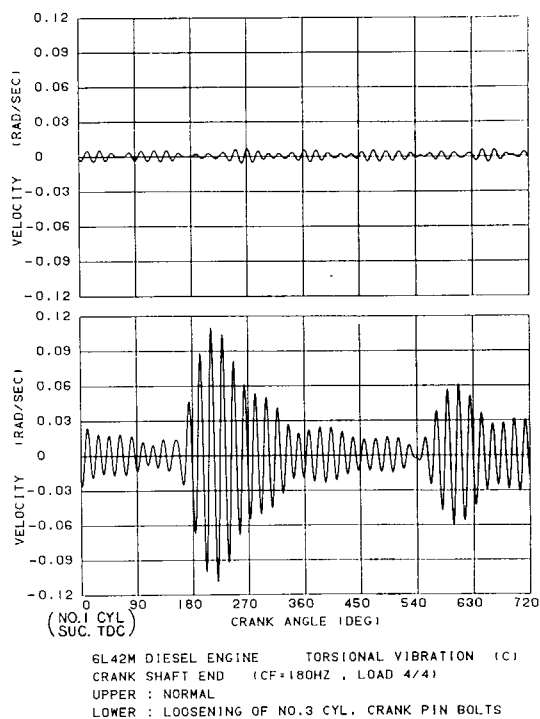


図 4.4.1 クランク軸端角速度 (3 節、0.5 mm)

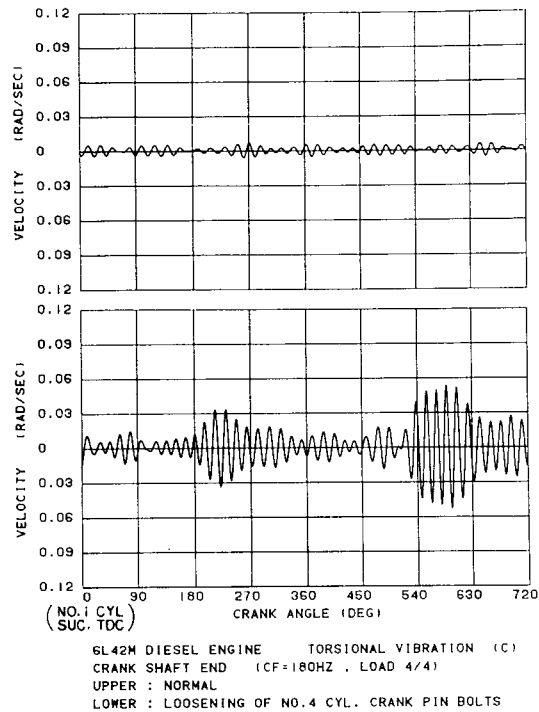


図 4.4.2 クランク軸端角速度 (3 節、0.5 mm)

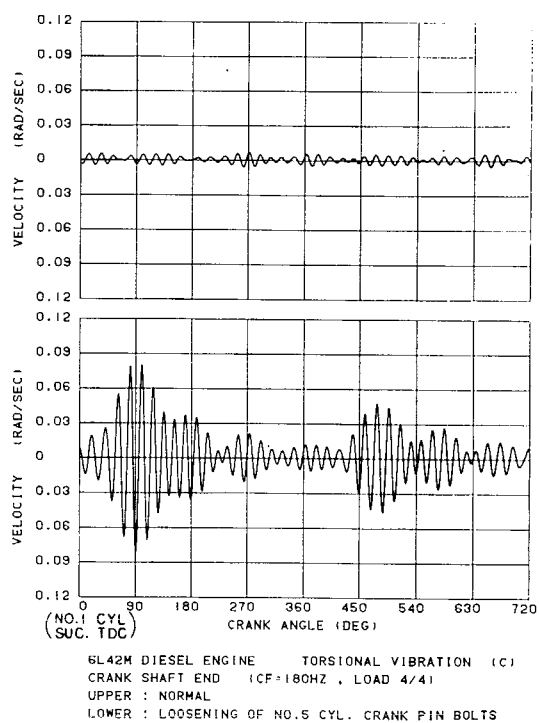


図 4.4.3 クランク軸端角速度 (3 節、0.5 mm)

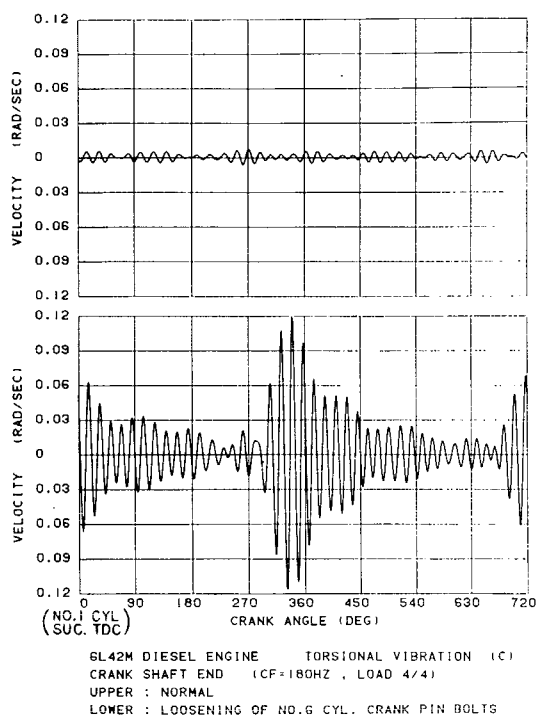


図 4.4.4 クランク軸端角速度 (3 節、0.5 mm)

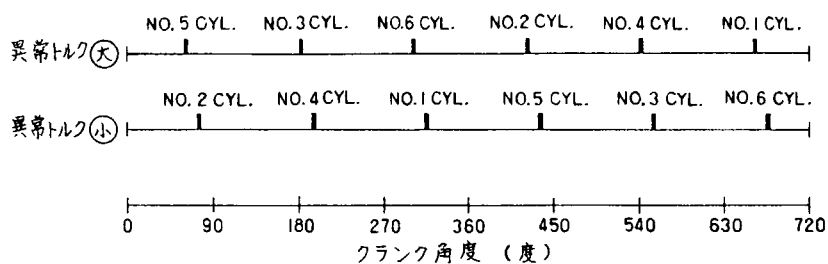


図 4.4 5 異常トルクの発生時期 (ゆるみ間隙 0.5 mm)

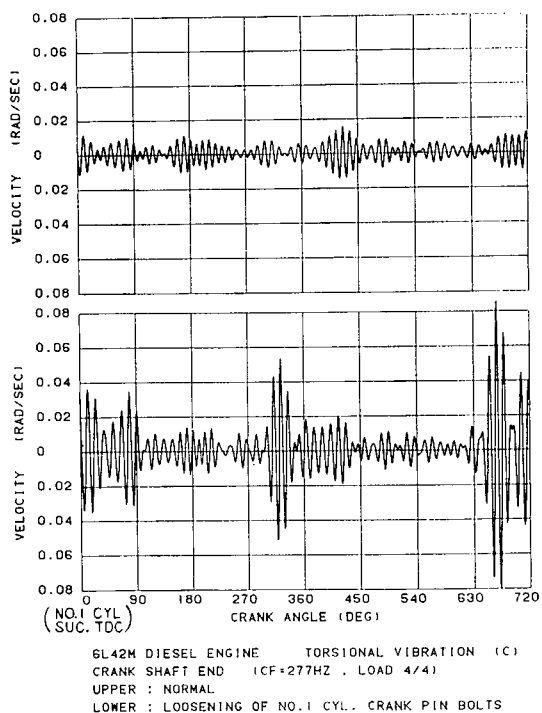


図 4.4 6 クランク軸端角速度 (4・5・6 節、0.5 mm)

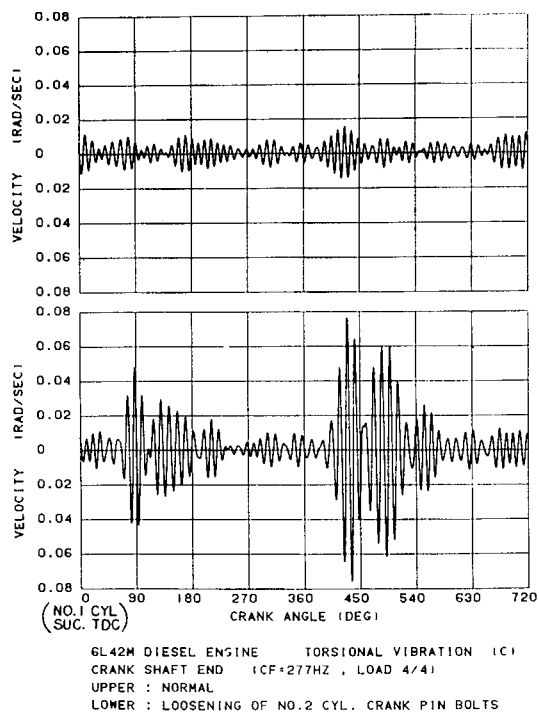


図 4.4 7 クランク軸端角速度 (4・5・6 節、0.5 mm)

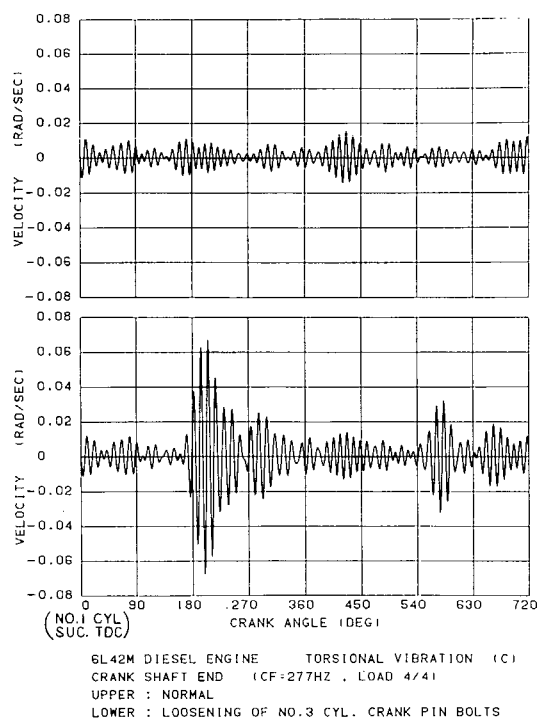


図 4.48 クランク軸端角速度 (4 ・ 5 ・ 6 節、0.5 mm)

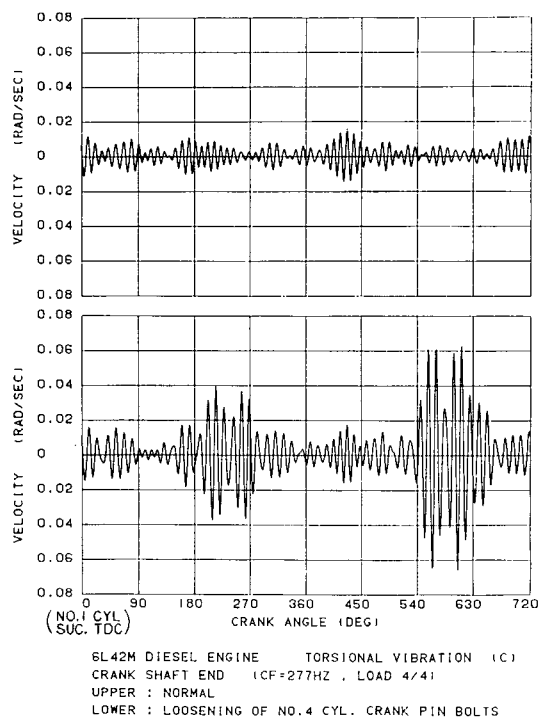


図 4.49 クランク軸端角速度 (4 ・ 5 ・ 6 節、0.5 mm)

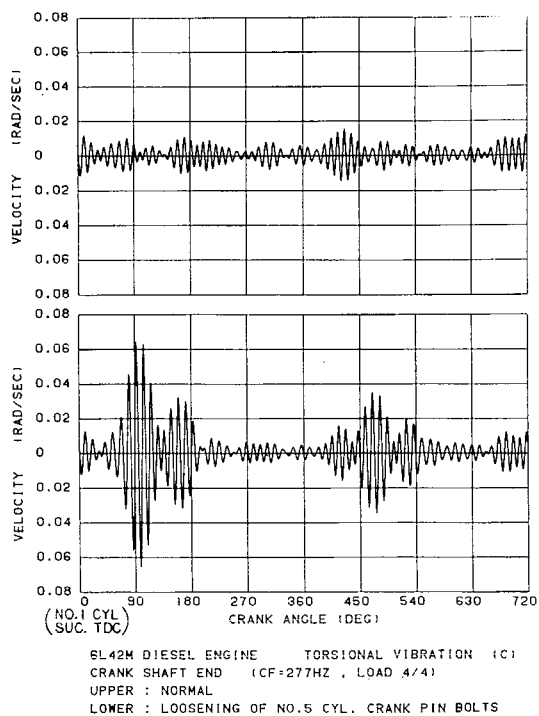


図 4.50 クランク軸端角速度 (4 ・ 5 ・ 6 節、0.5 mm)

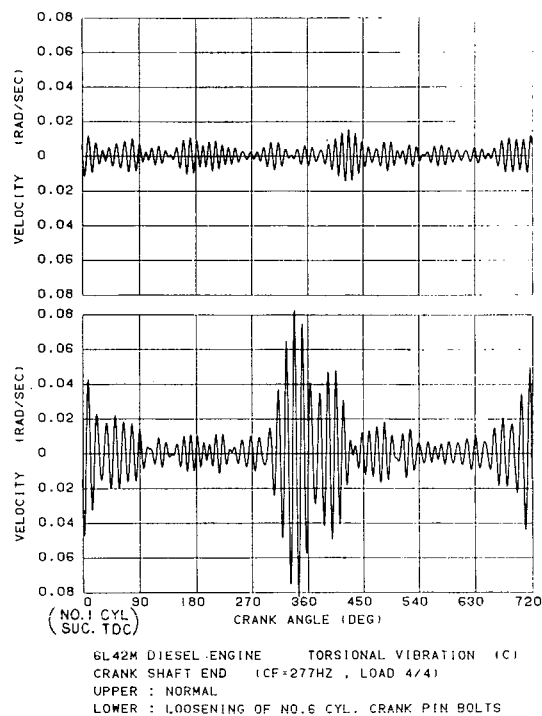


図 4.51 クランク軸端角速度 (4 ・ 5 ・ 6 節、0.5 mm)

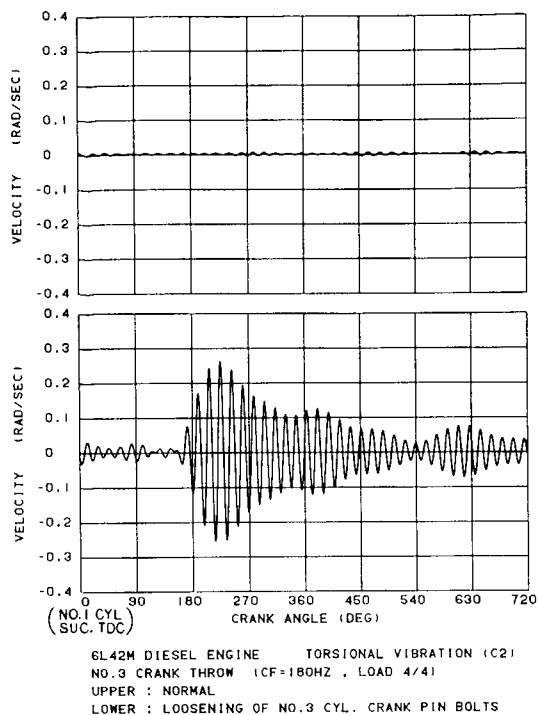


図 4.5.2 クランク軸端角速度 (3 節、1.0 mm)

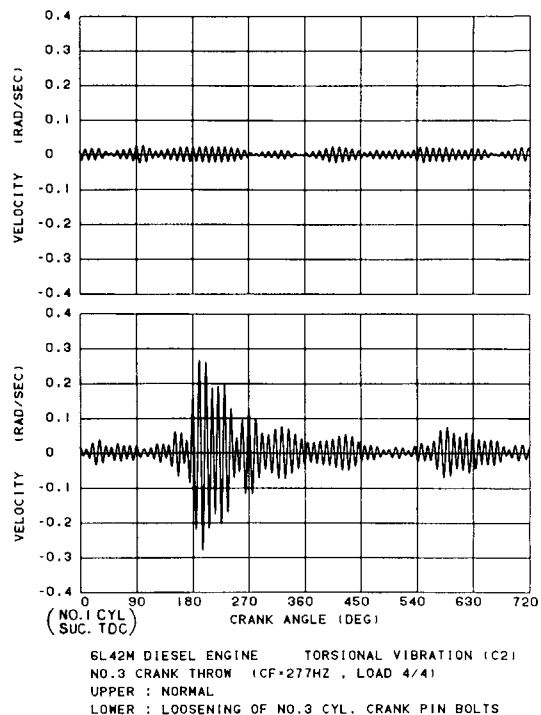


図 4.5.3 クランク軸端角速度 (4・5・6 節、1.0 mm)

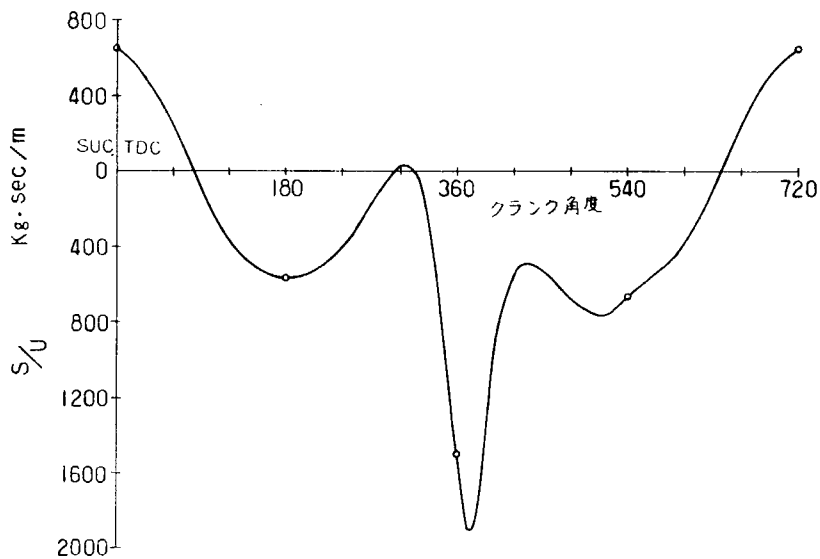


図 4.5.4 サイドスラスト力とピストン速度の比

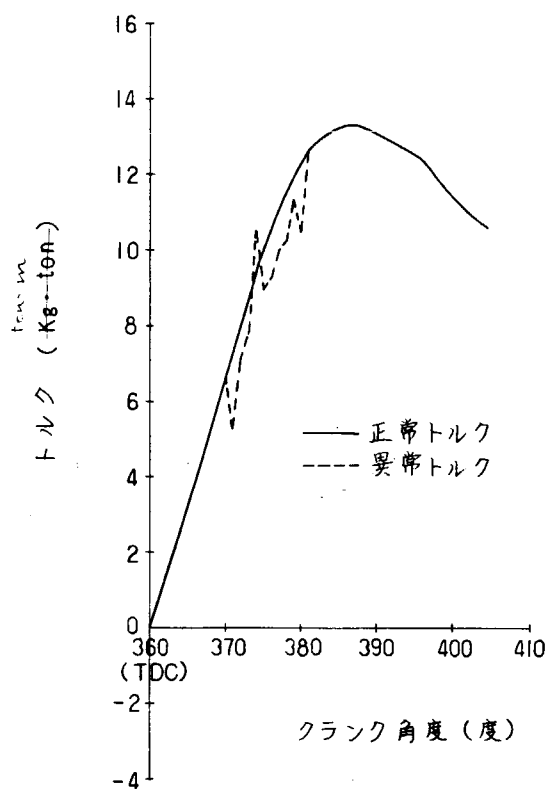


図 4.5.5 クランク軸に作用するトルク (損失馬力 1.25%)

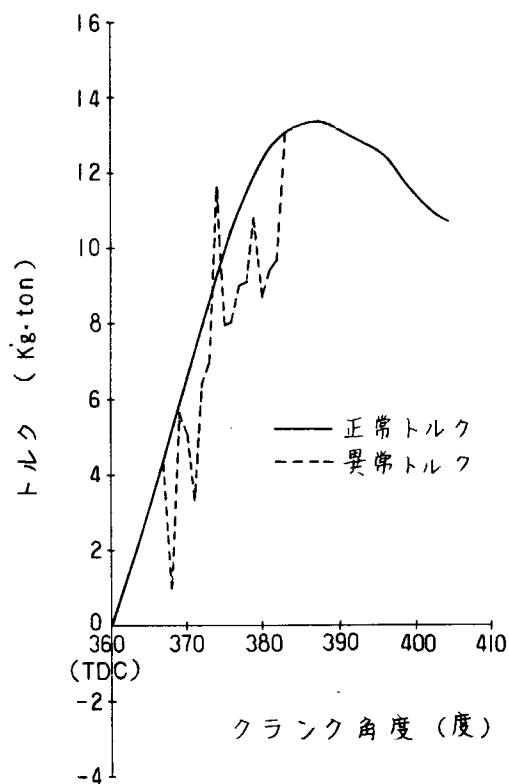


図 4.5.6 クランク軸に作用するトルク (損失馬力 4.2%)

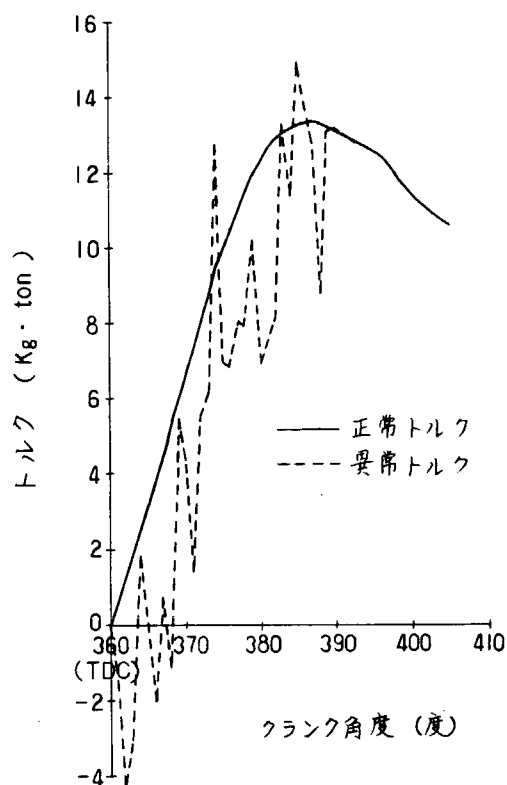


図 4.5.7 クランク軸に作用するトルク (損失馬力 10.5%)

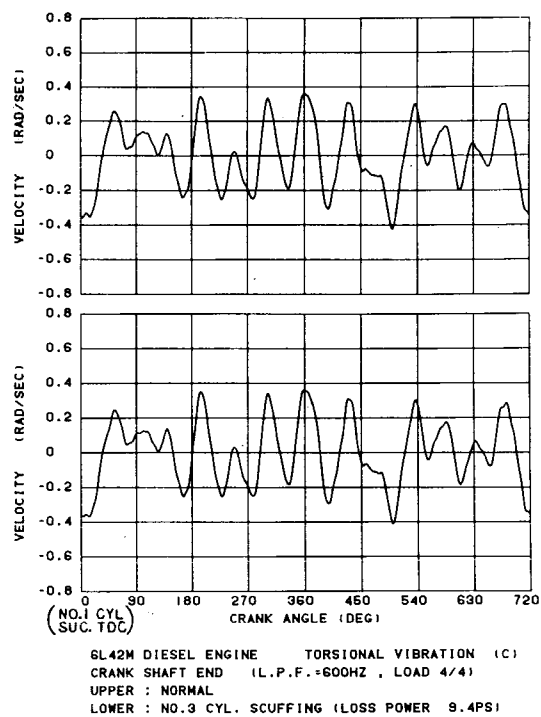


図 4.5.8 クランク軸端角速度 (損失馬力 1.25%)

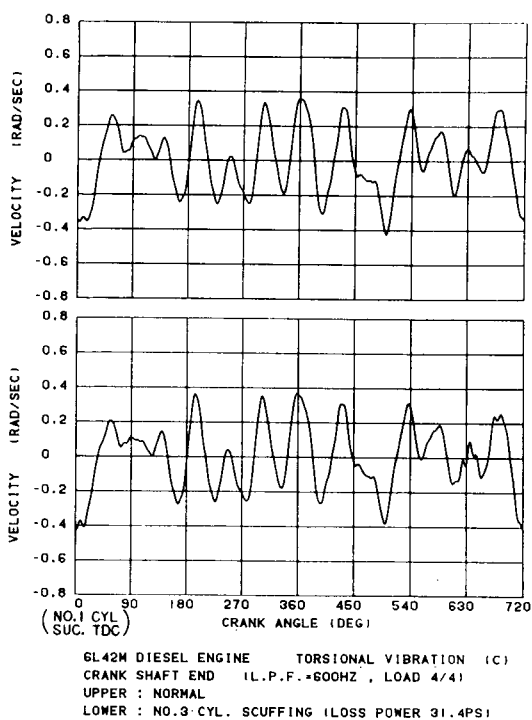


図 4.59 クランク軸端角速度 (損失馬力 4.2%)

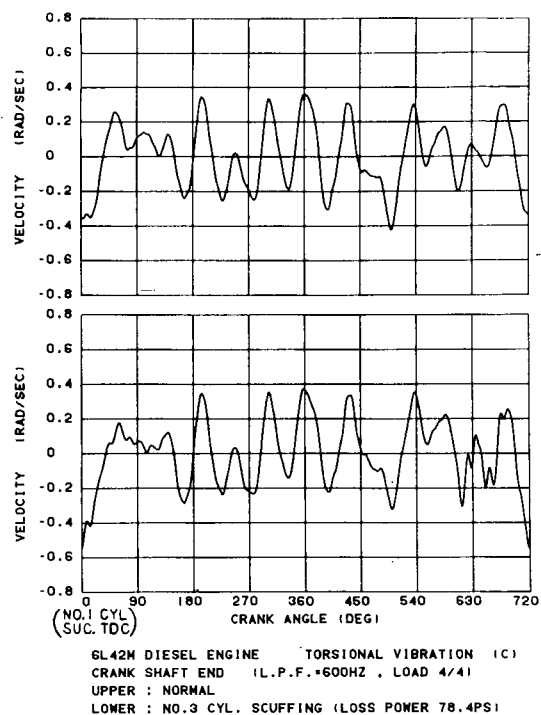


図 4.60 クランク軸端角速度 (損失馬力 10.5%)

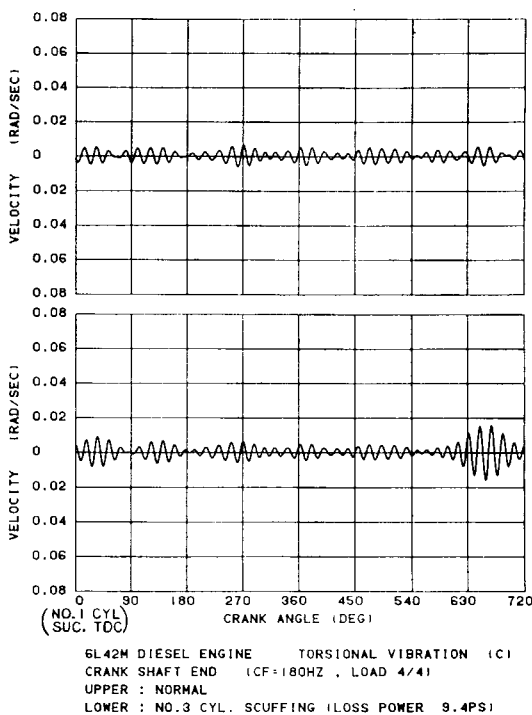


図 4.61 クランク軸端角速度 (3 節, 損失馬力 1.25%)

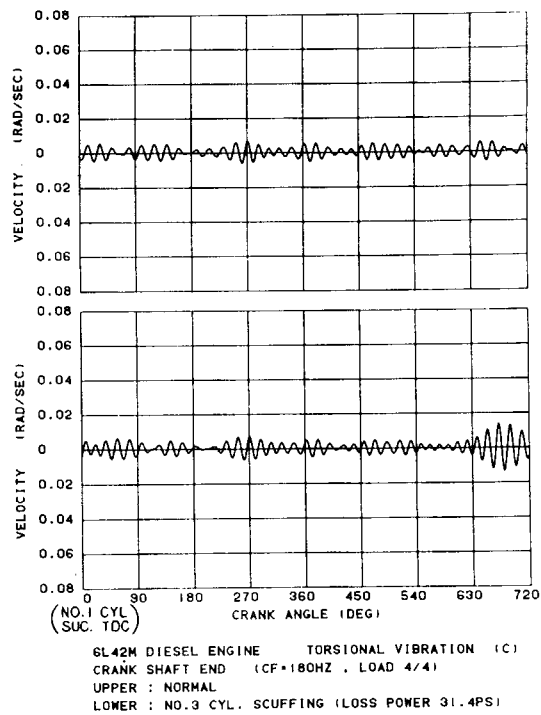


図 4.62 クランク軸端角速度 (3 節, 損失馬力 4.2%)

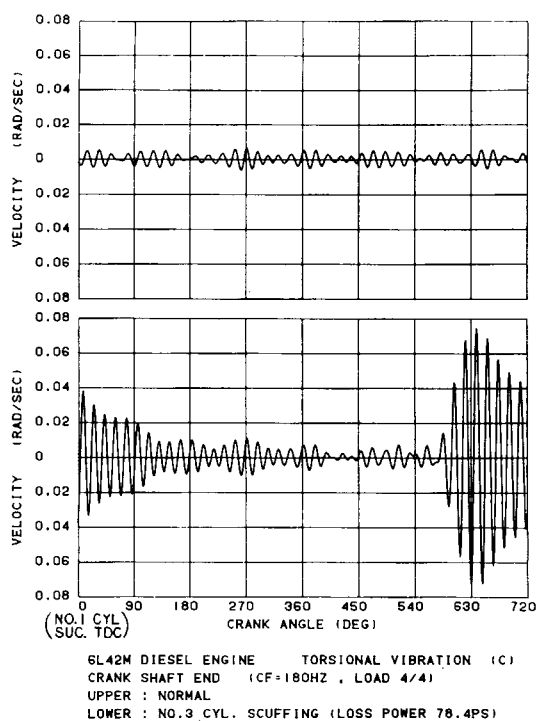
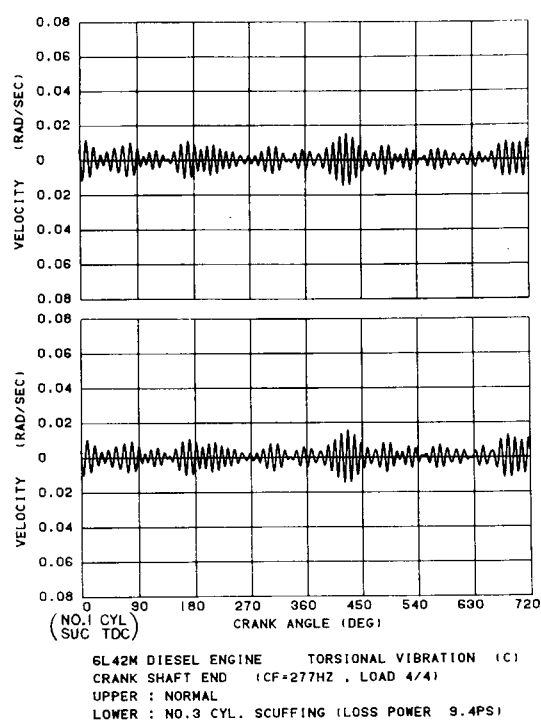


図 4.6.3 クランク軸端角速度 (3 節、損失馬力 10.5 %)



4.6.4 クランク軸端角速度 (4・5・6 節、損失馬力 1.25 %)

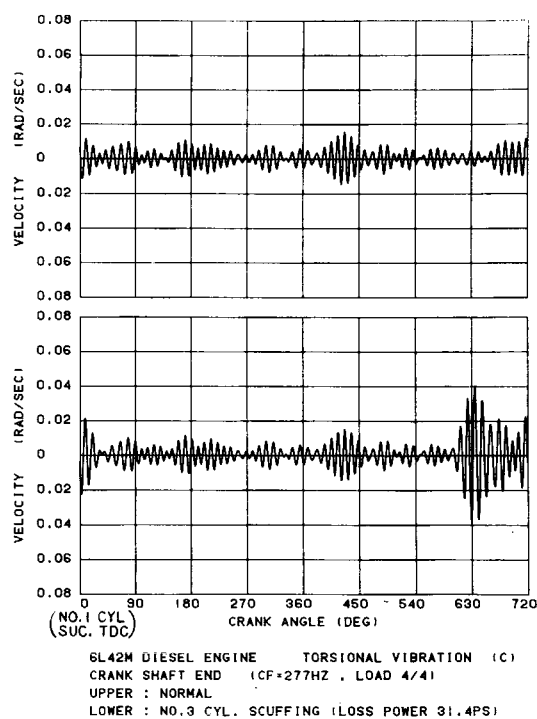


図 4.6.5 クランク軸端角速度 (4・5・6 節、損失馬力 4.2 %)

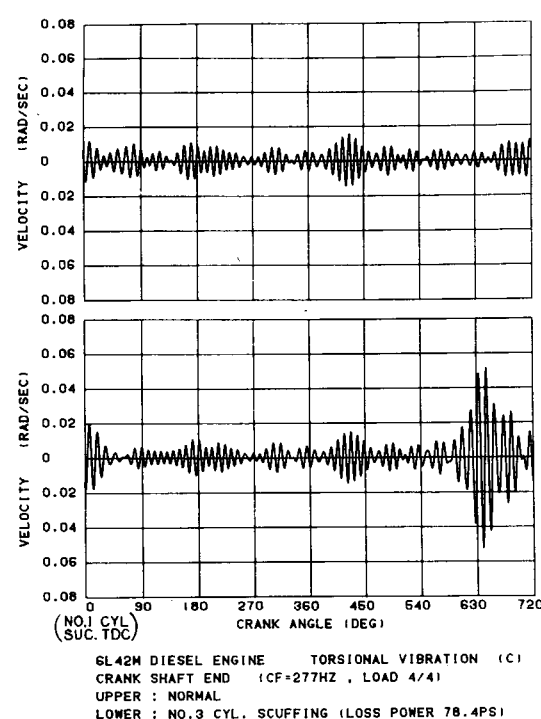


図 4.6.6 クランク軸端角速度 (4・5・6 節、損失馬力 10.5 %)

第5章 シリンダライナのスカフティング診断法の研究

ディーゼル機関のシリンダライナにスカフティング（シリンダライナとピストン及びピストンリングとの焼付現象）が発生した場合、それを初期の段階で発見する手段を得る診断法の研究として、51年度は小形1シリンダ機関（4シリンダ機関の1シリンダのみピストン挿入）のモータリング試験を実施し、スカフティング発生の数分前から下死点付近に現われるひげ状異常振動加速度信号の検知に成功した。

そこで、52年度は小形2シリンダ機関を用いて燃焼運転し、その1シリンダに適当な機関条件を選んでスカフティングを発生させ、スカフティングとシリンダライナの振動、架構の振動、クランク軸端の振動及び機関の発生音との関連について詳細な資料を得るとともに、シリンダライナ壁温度及びピストンとシリンダライナのすきまを同時計測し、スカフティング検知に関する基礎資料を得る。

1. 実験方法

1.1 実験装置

実験装置のスケルトンを図5.1に、その全体写真と機関主要目を図5.2に示す。

実験装置は51年度モータリング実験に使用した装置を改造し、小形4シリンダ機関とフライホイールのかわりに、同形式の2200rpm、17PSの2シリンダ機関と電気動力計を装備した。これは燃焼運転実験における条件を単純化するためにシリンダ数の少ない2シリンダ機関を選んだもので、そのNo.2シリンダをスカフティング発生シリンダに設定した。すなわち、No.2シリンダのライナ内径及び材質を変更し、標準ピストンに形状（潤滑油かき下げ形）、材質及び面圧の厳しいピストンリングを挿入して、ライナとピストンのすきまを小さくし、また、その摺動面の油膜の保持を悪くするようにした。図5.3に標準ピストンと潤滑油かき下げ、面圧の厳しいリングを用い、シリンダライナ内径を標準より0.095mm小さくした場合と追加実験の標準ライナ（最大公差寸法）及び標準より0.229mm大きくした場合のシリンダライナとピストンの関係を示す。

また、機関冷却水系統を2系統に分け、No.2シリンダジャケットのみの冷却条件を単独で変更できるようにして、スカフティングが発生しやすいようにした。そして、さらに吸気温度、燃焼温度を上昇させてシリンダライナ表面の油膜の保持を悪くするような条件を与えるため、排気ガスで吸気を加熱できる吸気加熱器（4シリンダ機関と共用可能）を設けた。

一方、機関潤滑油系統は軸受、歯車などすべての回転、摺動面（ライナ表面ははねかけ方式）を一括して潤滑しているので、その温度上昇を防ぐためにオイルクーラを設置した。

また、機関の異常過負荷（スカフティング発生によるポンプマークの異常増加）、過速度及び動力計の異常などによる機関危急停止の運転安全装置を設けた。そして、その中にはライナの振動加速度信号に現われるひげ状異常信号などをバンドパスフィルタ（バンド幅可変）を通してキャッチし、その振幅設定値によって機関を停止させる異常診断検知回路も含めた。

1.2 計測方法

主要計測項目とその計測方法を図5.4及び図5.5の計測ブロックダイアグラムに示し、シリンダライナ加速度計（PS方向、上下方向）の周波数特性曲線を図5.6に示す。また、加速度計その他センサの取付状況を図5.7及び図5.1に示す。

シリンダライナPS方向加速度の計測はシリンダライナP側（反スラフト側）の下端に直接ねじで加速度計を

固定し、上下方向加速度の計測はA側の下端に加速度計方向変換金具(12mm×10mm×10mmのSS角材)をねじで固定し、これに加速度計をねじ止めして計測した。

シリンダジャケット(架構)の加速度の計測はS側のNo.1及びNo.2シリンダ中心線上の上部にそれぞれ加速度計をねじで固定し、PS方向の加速度を計測した。

ライナ表面温度及びライナとピストンのすきまの計測はNo.2シリンダライナS側(スラスト側)のほぼ中央に表面温度センサ及びギャップセンサ(測定範囲0.5mm、ライナ摺動表面より0.2mm内側に取付)を取付けて計測した。

音の計測はNo.2シリンダのカバー高さにて、P側から1m離れた位置で機関方向に騒音計をセットし、クランク軸の振動はベアリングチェッカを用いて、その先端をクランク軸端(F側軸センタにピボット軸受を挿入)に手で押し当てて計測した。また、No.2シリンダ内圧力、ポンプマーク、軸トルク、機関回転数、クランク角度マーク及びシリンダライナ壁温度も計測した。

そして、これらの計測データはデータレコーダ、電磁オシログラフ及びペン書きオシログラフに収録し、データレコーダに収録した現象のうちスカuffing発生状況(経過)を表わす比較的遅い現象を電磁オシログラフに再生出力し、速い現象の加速度、音などはシンクロスコープに出力して写真撮影するとともに、リアルタイムアナライザなどに出力して、その周波数分析を行った。

1.3 実験運転及び実験経過

51年度モータリング実験では機関冷却水を抜き、ライナ、ピストンの温度上昇によって、そのすきまがなくなり、だきつきによるスカuffingの発生であったので、52年度燃焼運転ではだきつきによらないスカuffingの発生を起させるため、標準ピストンに潤滑油かき下げ、面圧の厳しいピストンリングを用いて、吸気加熱器で吸気温度を73℃まで加熱し、定格出力(2200rpm, 17PS)にて実験を試みたが、スカuffingは発生せず、その試みはむずかしいことがわかった。そこで、燃焼運転においても51年度モータリング実験と同じように冷却水を抜き、だきつきによるピストンスカートスカuffing発生実験の手法をとり、その後、軟鋼ライナ、及びピストン、ライナのクリアランスが大きい場合のピストンリングスカuffing発生実験を追加実施した。

図5.8はピストンスカートスカuffing発生程度の異なる代表的な3つの実験経過を示す。これらの実験条件は図5.3に示す小径ライナとピストンの状態(これは実験3の状態、実験1、2はピストン、ピストンリングを新替えたが、その条件はほぼ同一、特にシリンダライナは油砥石で修正し、実験1から3まで連続使用した)にて、吸気を加熱せず(吸気加熱器入口バタフライ弁閉)、75%出力(2200rpm, 12.75PS)で連続運転を行い、正常運転状態の計測(M印)を行ったのち、No.2シリンダジャケット内の冷却水を抜き、連続計測を開始した。そして、実験1では下死点付近に発生するシリンダライナ振動加速度のひげ状異常振動信号(51年度モータリング実験で現われたひげ状異常信号と同じ)が現われ始めるいまだスカuffingに至らない極く軽微なだきつき時点で停止させ、実験2はひげ状異常振動信号がある程度大きくなり、スカuffingが開始した時点で停止させたものであり、実験3はスカuffingが極度に進行し、2シリンダの燃焼で運転が継続できなくなり、自然に停止するまで運転を継続したものである。

ここで、実験1の排気温度が高いのは吸気入口のバタフライ弁の構造が悪く、吸気の通路面積が小さくなり吸気量が不足したため、実験2、3はこのバタフライ弁を除去した。

また、電気動力計は速度制御を行い機関回転数を2200rpm一定に保つように制御し、機関潤滑油は標準仕様品(エンジンオイル、SAE30[#])より粘度の低いエンジンオイル、SAE20[#]を用いた。

2. ピストンスカートのスカuffingの検知実験結果とその検討

2.1 スカuffing発生状況

実験はシリンダライナとピストンのすきまを減少した状態で機関を75%出力(2200rpm, 12.75PS)にて燃焼運転し、冷却水を抜き、ピストンとライナのすきまがなくなるようにして、ピストンとライナをだきつかせてピストンスカートにスカuffingを発生させる方法をとったので、その状況は燃料噴射ポンプマーク(ラック位置)Pによって把握できる。そこで正常運転時のポンプマーク P_0 (計測M点)との比 P/P_0 の変化を図5.9に示す。また、機関停止時のピストンとライナの状況を図5.10に示す。以下、各実験のスカuffing発生状況を51年度のモータリング実験によって明らかになったシリンダライナ振動加速度の下死点付近のひげ状異常振動信号(図5.14参照)を加味して考察する。

まず、実験1は停止前24.5秒付近からポンプマークが増加し始め(変曲点①とする)、この時点からシリンダライナPS方向振動加速度信号の下死点付近にかすかなひげ状異常信号が現われ始め、停止0.5秒前からポンプマークの増加がやや大きくなり、ひげ状異常信号も正確に認知できるようになった(変曲点②とする)。その時点で機関を手動停止し、スカuffingの発生状況を観察したが、ピストンの状況は何の異常もなく、スカートの局部にわずかな黒い変色のきざしが現れ始めた程度であった。これはスカート局部で油切れが起りメタルタッチとなり、摩擦抵抗が増加し始めた状況と思われる。

次に、実験2は冷却水抜き後ピストン、ライナの温度上昇によって停止3.5分前付近からポンプマークが徐々に増加し始めるとともに、かすかなひげ状異常信号が現われ(変曲点①)、停止1.5秒前からポンプマークの増加、変動がやや大きくなり、ひげ状異常信号も大きくなった(変曲点②)。そして、停止2秒前からポンプマークが急上昇し、ひげ状異常信号も極めて大きくなった(変曲点③)。その時点で機関を手動停止し、スカuffing発生状況を観察した結果、スカuffingはFA方向とPS方向の中間45°方向の4箇所、ピストンスカートのほぼ中間部から発生し、上下方向に広がり、ピストン頭部まで達していた。しかし、ピストンリングにダメージはなく、ライナにはピストン材料が焼き付いた状態でライナ母材には影響がなかった。このように、だきつきによるスカuffing発生の場合には一旦スカuffingが始まると急激に進展するものと思われる。

次に、実験3は冷却水抜き後ピストン、ライナの温度上昇によって、停止12分前からポンプマークが徐々に増加し始めるとともに、かすかなひげ状異常信号が現われ始め(変曲点①)、ポンプマークの変動も大きくなるが、ピストンの膨張とともにライナとのすきまが小さくなるため、停止2分前付近で異常信号が消え、再び停止3.0秒前から現れ、停止5秒前からポンプマークの増加がやや大きくなり、ひげ状異常信号も大きくなった(変曲点②)。そして、停止2及び1秒前からポンプマークは急上昇し、ひげ状異常信号も極めて大きくなり(変曲点③及び④)、自然停止時にはポンプマーク P/P_0 は1.7まで達した。したがって、スカuffing発生状況も実験2より厳しく、P側、S側にもダメージが現われた。もし、これが多シリンダ機関の場合はスカuffingがピストン全面に拡大し、ピストンの破損にまで発展するものと考えられる。

そこで、以上の状況を総合的に考慮すると各変曲点は51年度モータリング実験の場合と全く同じような状態によって発生したものとする。すなわち、変曲点①～④は次のような状況と考えられる。

- ①：ピストンとライナのすきまが局部的にゼロになり摩擦抵抗が増加し始める。
- ②：上記局部の油膜が切れ、メタルタッチとなり摩擦抵抗がさらに増加する。
- ③：上記局部にスカuffingが発生。
- ④：スカuffingが全面に拡大。

以上の実験のうち、スカuffingの程度が一番進行した実験3の結果がスカuffingの状況観察、解析に

最適であるので実験3を主体に検討する。

2.2 スカフティング発生時の諸現象

(1) マクロ的観察

スカフティング発生状況の連続オシログラムを図5.11に示す。No.2 シリンダジャケットの冷却水を抜くと、その直後からシリンダライナ表面温度、ライナ壁温度、潤滑油温度、排気温度などが上昇を始め、ピストンとライナの熱膨張が進み、かつ、ライナ表面の潤滑が悪くなるので、約8分後（機関停止約12分前）からポンプマークも上昇（機関回転数は2200rpm一定）、変動を始める（変曲点①）。これはライナとピストンのすきまが局部的にゼロになり、その部分へのはねかけ油量の多少によって摩擦抵抗が大きくなったり、小さくなったりする繰り返しのためと思われる。そして、このような状態が次第に悪条件になりつつ続くが、停止5秒前付近（変曲点②）からその局部にメタルタッチが起り、その傾向が加速され、軸トルク変動にもわずかな変化を示し、停止2秒前（変曲点③）から本格的なスカフティングが始まって、ポンプマーク、軸トルク変動、ライナとピストンのすきま変動、ライナ表面温度に変化が生じ、機関回転数は低下し始め、さらに停止1秒前（変曲点④）からポンプマークは急上昇し、機関回転数が急低下して停止した。そして、その時の軸トルク変動も急激に大きくなり、シリンダライナとピストンのすきま計測波形も変化する。

(2) シリンダライナの局部温度変化

シリンダライナ局部温度変化（実験2）を図5.12に示す。正常運転時には58～77℃であるが、変曲点①では134～164℃まで上昇し、F、A側（計測点No.5, 9）が高く、P、S側（No.7, No.1とNo.3の平均）が低い。しかし、変曲点②ではP側（反スラスト側、No.6, 7, 8）に対してS側（スラスト側、No.4, 10）が高く、その後スカフティングが発生する計測点No.10, 8, 6の温度勾配が急になり、変曲点③から全体の温度勾配が急上昇するが、特にNo.8, 10, 4, 6の温度上昇が高くなる。これらはスカフティング発生状況の写真とよく一致する。また、ライナS側の上下（No.1, 3）の温度差は燃焼ガスによる影響が大きく22～23℃の差があったが、停止時にはスカフティングによりライナ下部の温度が上昇したため、5℃の温度差に縮まった。このようにライナ局部温度はスカフティングをよく検知するが、これらはスカフティング発生局部の温度にしき異常が現われないため実用的でない。

(3) ピストンの挙動

以後のスカフティング発生時のミクロ的観察に先だち、供試機関の行程の特性を調査する。図5.13に実験に用いた2シリンダ機関の各行程の関係を示す。No.2シリンダをスカフティング発生シリンダに設定し、計測対象シリンダとしたが、No.1シリンダで発生する現象は隣のシリンダの現象としてNo.2シリンダの現象と重複して計測される。ここで、No.2シリンダの燃焼上死点をC、燃焼しない上死点をT、下死点をBで表わし、No.1シリンダのそれらを添字で表わすと、No.1シリンダとNo.2シリンダの位相差が180°であり、それぞれの上、下死点が合致するので、機関1サイクル（2回転）における各上、下死点の死点記号はCB, BT, TB, BCとなり、各死点位置ではそれぞれ異なった信号が得られる。すなわち、CB位置ではNo.2シリンダの燃焼信号、BT位置ではNo.2シリンダの下死点における異常信号、TB位置ではNo.2シリンダの上死点における異常信号、BC位置ではNo.2シリンダの下死点における異常信号とNo.1シリンダの燃焼信号の重複した信号（通常、多シリンダ機関では下死点と他のシリンダの燃焼上死点が重なる場合が多い）が得られる。

ここで、図5.14に実験3の正常時（M）、変曲点①、変曲点②、変曲点③前1.3秒、変曲点③及び変曲点④時点における振動加速度、音、ピストンとライナのすきま及びシリンダ内圧力波形を横軸死点記号で示す。

ピストンの動きを表わすピストンとライナのすきま波形はNo.2シリンダ上死点のCB位置から燃焼行程でピ

ストン頭に圧力が加わり、ピストンがS側（スラスト側、ギャップセンサ側）に押しつけられながら下降し、オイルリング、No.2 リング、No.1 リングの順にギャップセンサ（ピストン上死点時頂面から96mm 下方）を通過（このセンサはFC 材料に対してすきまが無限大になった状態と同じ信号が表われる性質があるのでリング通過時にオーバースケールする）した後、ピストン頭部通過時にはその直径減少分だけすきまが大きくなる（最大負荷でないため）。そして、下死点の B_T に近づくとギャップセンサからピストン頭が離れるので、すきまは無限大となる。また、 B_T 位置からの排気行程ではピストンは慣性力とガス圧の分力によってP 側に押しつけられ、いわゆるピストンスラップが起り上昇を始めるが、その後、ピストン直径が次第に大きくなるので、すきま波形は低下をたどり、ピストンリングが下降の場合と反対の順序でギャップセンサを通過したのち、上死点 T_B 位置の少し前からピストンは慣性力の分力によって急激にS 側に移動し、ピストンスラップが起り、S 側すきまが減少する。次に、 T_B 位置からの吸気行程のピストンの動きは T_B 位置をすぎた時点でピストンスラップが起り、ピストンがS 側から離れながら下降するが、ギャップセンサ取付位置をオイルリングが通過する時点で慣性力が急激に減少するため、急激にピストン頭が反対方向のS 側に傾き、大きなピストンスラップ現象が起る。その後ピストン直径の減少によってすきまは大きくなり、 B_C 位置から圧縮行程に入るが、圧縮行程の始めと終り付近にも小さなピストンスラップ現象が起る。すなわち、ピストンスラップ現象は T_B 前 40° 付近と、 T_B と B_C のほぼ中間においてスラスト側に移動するスラップ現象が大きく、その他、 B_T 後 30° 付近、 T_B 後 20° 付近及び B_C 後 20° 付近に起る反スラスト側へのスラップがあり、 B_C 前にもスラスト側へのスラップがある。そして、この現象は変曲点①まで続くが、変曲点②以後ではピストンとライナの温度上昇によって、そのすきまがなくなるので傾きの余裕がなくなり、ピストンスラップ現象は起らず、ピストン上部の直径減少の変化のみとなる。そして、下死点（ B_T 及び B_C 位置）から排気行程及び圧縮行程に入る段階でピストンとライナのスティック、スリップ現象が現われる。ここで、変曲点番号が増すにしたがって、ピストンとライナのすきま波形の変化が大きくなるが、これはライナ温度が上昇したため、ギャップセンサの感度が増大したと思われる。

(4) シリンダライナの振動加速度

このようなピストンの動きに対して、シリンダライナのP S方向の加速度振動信号は、正常時では B_C 位置のNo.2 シリンダの燃焼による信号と B_C 位置のNo.1 シリンダの燃焼による信号のみが大きく現われている（ B_T 後、 T_B の前後、 T_B と B_C の中間及び B_C 後にわずかなピストンスラップによる信号も現われている）が、ライナとピストンのすきまが局部的になくなる変曲点①では B_T 位置にわずかなひげ状異常信号が現われ始め、停止前12秒付近から顕著になり、メタルタッチを始める変曲点②（停止前5秒）では、それが検出可能な大きさまで発達する。その後スカuffing発生（変曲点③）前1.3秒では B_C 位置のNo.1 シリンダの燃焼と重なった下死点位置でも、そのひげ状異常信号が検出可能な大きさになり、スカuffingが始まる変曲点③に至ると、それが極めて大きくなる。そして、スカuffingによって機関回転数が低下し始める変曲点④では上死点の T_B 位置でも異常信号が大きく現われる。一方、上下方向の振動加速度の異常信号はP S方向より顕著に現われず、スカuffing発生の変曲点③に至って始めて B_T 及び B_C 位置の異常信号が大きくなり、検出可能になる。また、正常時に大きな振幅を有していた燃焼による振動波形は変曲点①、②の順に小さくなる傾向がある。これは温度上昇とともにピストンとライナのすきまが小さくなり、拘束条件が変わるためと思われる。また、上下方向の燃焼信号の後に現われる約2.2 kHzの波形は加速度計方向変換金具の固有振動数と思われる。

(5) 架構の振動加速度

架構P S方向振動加速度信号はNo.1 シリンダ及びNo.2 シリンダともに変曲点③に至ってはじめて B_T 、 B_C 位

置に異常信号が現われ、検出可能な大きさになり、その振幅は異常シリンダに近いNo.2シリンダ側が大きい。すなわち、ライナに加速度計を取付けなくても、スカフリングが始まる変曲点③では架構振動で検知でき、さらに隣のシリンダからでも検知できるので、多シリンダ機関の場合、異常検知のための加速度計の数は3シリンダに1個取付ければよいことになり、かつ、スカフリング以外の異常も検知できる利点がある。

(6) 機関発生音

機関発生音は変曲点③では B_T 位置で振幅がやや大きくなるが、全体的に見てはまだ判別不可能であり、スカフリングが全面に拡大する変曲点④に至って検出可能な変化が現われる。

(7) クランク軸たて振動

クランク軸FA方向振動加速度信号は変曲点③に至って B_T 付近の振幅がやや大きくなり、変曲点④で B_T 、 T_B 位置の振幅が大きくなる。また、 C_B 、 B_C 位置の燃焼による振動振幅は正常時から変曲点番号が増すにしたがって小さくなる傾向がある。

次に、変曲点②で停止した実験1及び変曲点③で停止した実験2における正常時と停止時のシリンダライナ加速度波形を図5.15に示す。これらの異常信号と図5.10に示す機関停止時のピストンとライナの状況によって異常信号とスカフリングの程度の関係がわかる。

2.3 周波数分析による検討

(1) シリンダライナの固有振動数

シリンダライナにおける加速度信号から、その振動特性を把握するため、ライナの固有振動数を調査した。その計算結果とハンマリング及びチタン酸バリウム加振による実測結果を図5.16に示す。

計算はシリンダライナの支持条件として機関に組み込みと同じようにライナ上端つば部を固定した条件で行ったもので、約10kHzまでの基本振動の固有振動数を示す。これによると、ライナの振動モードはリング型、曲げ、ねじり及び縦があり、さらに節、次数が重畳して非常に複雑な振動形態をとる。図中、リング型振動についてはリング面内最低次の振動を1次とし、順次2次、3次……と表わし、ライナ軸方向のノードの数で節数を表わし、曲げ、ねじり及び縦振動については、ライナ軸方向のノードの数で節数を表わした。

実測結果はハンマリング及びチタン酸バリウム加振法のいずれも、ライナにピストン及び連接棒を組み込んだ状態（ハンマリングは宙吊り、チタン酸バリウム加振は機関組み込み状態）で計測した。その固有振動数は数多く存在するが、加速度ピックアップの周波数特性を考慮して50kHzまでを示す。そして、これを計算結果と比較すると加速度計の取付方法からねじり及び縦振動は現われないが、その他の振動は若干ずれているものもあるがほとんど見られ、そのうえ計算結果以外の固有振動数が存在する。これらは、基本モードの連成振動または局部振動と思われる。

(2) 実測データの周波数分析

実験3におけるシリンダライナ、クランク軸端、架構の振動加速度及び機関発生音の周波数分析結果を図5.17～5.26に示す。

図5.17に示すライナPS方向加速度の分析結果では、正常時には顕著なピーク周波数をもたず2.5kHz、12.1kHzでの成分レベルがやや目立つ程度であり、25kHz以上の高周波成分は全体にレベルが低い。そして、この状態は停止12秒前（図5.14における振動波形で B_T 位置でのひげの発生が認められる時点、変曲点②前7秒）に至っても大きな変化は示さず、高周波域でのレベルがやや上昇する程度である。したがって、この時点でのひげの発生を周波数分析結果から認知することは困難であろう。その後、停止1.5秒前（図5.14における振動波形で、 T_B 位置でも振幅が増大する時点、変曲点③後0.5秒）では、だきつきによるスカフリン

グ現象が始まり、大きな起振力が作用するために、全周波数域にわたってレベルが上昇する。そして、この時点の振動は単純な振動形態でなく、ほとんどすべての振動モードを含んでいることがわかる。また、それぞれのピーク周波数はチタン酸バリウム加振法で実測した固有振動数とほぼ一致している。

次に、図 5.18～5.21 はライナ P S 方向加速度信号波形の死点記号 C_B 、 B_T 、 T_B 及び B_C 位置近傍のみの振動波形をそれぞれ周波数分析した結果であり、これらから、それぞれのピストン位置における振動形態を推定することができる。

まず、図 5.18 に示す死点記号 C_B 位置における No. 2 シリンダの燃焼時においては、正常時には 11～12 kHz に顕著なピークがみられ、燃焼起振力による振動モードはこの周波数帯域が中心となっているが、停止 12 秒前にはこの 11～12 kHz でのレベルは低下し、逆に 25 kHz 以上の高周波域でのレベルが上昇している。これはピストンの膨張によりライナとのクリアランスが微小になったためにライナの振動を拘束し、低次の振動モードの発生が抑制され、かつ、摩擦抵抗によって高周波域の振動が増大したものと思われる。その後、停止 1 秒前では高周波域で 29.5 kHz、47.8 kHz、低周波域で 2.9 kHz、8.5 kHz のレベル上昇がみられるが、低周波域でのレベル上昇はピストン、ライナ間のスティックスリップ振動に起因するものと思われる。

次に、図 5.19 はひげ状異常信号が現われ、スカuffing 検知のためには最も有利な死点記号 B_T 位置での分析結果であり、当然のことながら正常時にはレベルも低く、ピークもみられない。しかし、停止 12 秒前（ひげが顕著になる時点）に至ると 4.2 kHz、7.6 kHz、19.6 kHz などレベルが上昇しており、 B_T 位置のみに着目すれば周波数分析結果からもひげ状異常信号の発生が認められる。その後、停止 1 秒前ではだきつきによるスカuffing 現象がピストン全面に進展した状態であり、全周波数帯域でレベルが上昇している。

次に、図 5.20 は死点記号 T_B 位置での分析結果であり、正常時に比べて停止 3 秒前には全周波数帯域にわたって低下している。これはクリアランスの減少により、ピストンスラップ現象が緩和されたためであろう。その後、停止 1 秒前に至って再びレベルの上昇がみられるが、これはスカuffing 現象が上死点位置まで進展したことを示している。

次に、図 5.21 は No. 2 シリンダの下死点と No. 1 シリンダの燃焼上死点が重なった死点記号 B_C 位置での分析結果である。この場合には停止 3 秒前に至ってはじめてレベルの上昇がみられ、主なピーク周波数は 14.3 kHz、21.4 kHz、24.2 kHz、30.0 kHz となっている。これは図 5.14 に示す変曲点③前 1 秒での波形ではじめて死点記号 B_C 位置での異常検知が可能になることとよく符合している。

ライナ上下方向加速度の周波数分析結果を図 5.22 に示す。図 5.14 からわかるように、P S 方向加速度に比べて異常検知に対する感度が鈍い。したがって、周波数分析結果によっても、その変化が認められるのは停止 3 秒前である。そして、停止 1 秒前には P S 方向と同様に全周波数帯域でレベルが上昇する。ここで、スカuffing 現象にかかわらず、常に同一の振動レベルを示す 2.2 kHz の成分は加速度計方向変換金具の固有振動数と思われる。

クランク軸端加速度の周波数分析結果を図 5.23 に示す。ライナ加速度に比べて固有振動成分がはっきり現われているが、正常時とスカuffing 発生時を比較しても、ほとんど変化がみられない。したがって、周波数分析結果からスカuffing の発生を検知するのは困難であろう。

No. 1 シリンダ及び No. 2 シリンダ位置における架構加速度の周波数分析結果を図 5.24 及び図 5.25 に示す。この場合にも図 5.14 からわかるように、スカuffing 発生の変曲点③に至るまで振動振幅の増加は認められない。このため周波数分析結果においても、停止 1 秒前（変曲点④）に至るまで大きな変化は現われず（固有振動数は主に 30 kHz 以下の成分が現われているが、これは加速度計の周波数特性によるものである）異常検知

信号としては適当でないと考えられる。ここで、図 5.25 において 12 kHz 以上のレベルが低いのは加速度計の周波数特性の相違によるものである。

機関発生音の周波数分析結果を図 5.26 に示す。この場合にも停止 1 秒前（変曲点④）に至るまで変化がみられず、また 1 秒前におけるピーク周波数 2.70 kHz, 7.50 kHz などは架構の固有振動数であり、したがって、異常検知信号としては架構の加速度よりさらに感度が悪くなる。

これらの周波数分析結果からみると、スカuffing 異常検知信号としては、その実用性から考えて、クランク軸端、架構、特に、シリンダライナの加速度振動におけるひげ状異常信号を監視するのが最適の方法であるが、その周波数成分は全域にわたっているので、バンドパスフィルタは用いず、直接原波形を用いるほうが良いことがわかる。

3. ピストンリングスカuffing 検知実験結果とその検討

3.1 軟鋼材料のシリンダライナによるスカuffing 検知実験

鋳鉄ライナにくらべて軟鋼材料で製作したライナは大きなグラファイト組織がなく、表面がなめらかなので潤滑油の保持性が悪く、スカuffing が発生しやすい性質がある。そこで、軟鋼材料で標準寸法（図 5.3 に示す標準ライナの公差の大きい方をとった）のホーニング仕上げ（表面粗さ 1.0 S）ライナを製作し、標準ピストンに潤滑油かき下げ、面圧の厳しいピストンリング（図 5.3 に示すピストン、テスト用ピストンリングと同じ）を用いて、ピストンとライナのすきまが標準の状態ではスカuffing 発生実験を行った。その結果を図 5.27 に示す。

(1) 実験経過

機関起動と同時に連続計測を開始し、その後 75% 出力（2200 rpm, 12.75 PS）にて連続運転を行い、起動後 8 分経過時に No. 2 シリンダの冷却水を抜き運転を継続した。その結果、シリンダライナ壁温度（No. 1）は 244℃、潤滑油温度は 105℃、No. 2 シリンダ排気温度は 410℃まで上昇して、冷却水抜き後 19 分で、スカuffing が極度に進行した状態で機関は自然停止した。

運転後のピストン、ピストンリング及びライナの状況はピストンスカートの FA 方向と PS 方向の中間 45° 方向にはげしいスカuffing が発生しているばかりでなく、ピストンリング、ピストン頭部の全周にわたってスカuffing の縦きずが現われていた。すなわち、運転初期のピストンとライナの間に十分すきまがある段階でピストンリングとライナ間の油膜が切れ、スカuffing が発生し、ピストン頭部にも広がったものと考えられ、さらに、ピストン、ライナの温度上昇によるクリアランスの減少によって、最終的にピストンスカート 4 箇所できつきによるスカuffing が発生し、停止したと思われる。

(2) シリンダライナの PS、上下方向加速度振動波形の検討

加速度振動波形を波形 No. 1 ～ 10 の段階で示す。PS 方向及び上下方向ともに、波形 No. 1（M 印、正常時、ここで、標準鋳鉄ライナと軟鋼ライナの正常運転時の PS 方向加速度波形を比較すると両者はほぼ同一の波形を示しており、正常運転時では違いがないことがわかる）には No. 2 及び No. 1 シリンダの燃焼による振動波形のほかに、死点記号 T_B 位置と B_C 位置の中間と T_B 位置の前約 40° 及び後約 20° 付近にピストンスラップによる大きなひげ状信号が現われ、B_T 位置の後約 30° 付近にも小さなひげ状信号が現われている。その後、冷却水を抜いた時点から波形に変化が現われ始める。すなわち、波形 No. 2（変曲点①）になると T_B 後 20° のひげ状信号がやや大きくなり、波形 No. 3 では T_B 前 40° のひげ状信号が大きくなるが、その後ライナ温度が 177℃ 付近からピストンスラップによるひげ状信号が小さくなり、波形 No. 5 付近からベース振動レベルが増大するとともに B_T 位置でのひげ状異常信号が現われ始め、波形 No. 7（変曲点②）から検知可能な大きさになり、できつ

きによるピストンスカートのスカuffingが始まるが、その状況は実験3と同じである。

ここで、注目すべき現象は波形No.2～4において、 T_B 位置前後で起るピストンスラップによるひげ状信号の変化であり、正常時とくらべると明らかに大きくなっている。これはピストンリングとライナ間のスカuffingに起因するものと考えられ、ピストンリングとライナ間の油膜が切れた時点からピストンの首振り運動に異常が現われるためと思われる。したがって、このピストンスラップ現象の信号の変化を異常検知信号にすることができる。また、波形No.5からベース振動レベルが増大することも注目すべきこと（ピストンスカートのスカuffingの場合にはなかった）で、これはピストン頂部のスカuffingによるものではないかと考えられる。

3.2 大径シリンダライナによるスカuffing検知実験

通常の機関で発生するスカuffing現象は十分すきまが大きな状態で局所的な油切れによって発生したり、油と出合ってなじんだりする繰り返りで、機関開放時に発見される場合が多い。しかし、このような場合においても悪条件が重なり、一旦スカuffingが進展し始めるとピストン及びライナの破損、連接棒の突き出しなどの大事故に至った例がある。

そこで、鋳鉄ライナの内径を標準より大きくし、半径すきまを 0.189 mm （標準の2倍）にして、ホーニング仕上（表面粗さ、 1.0 S ）し、標準ピストンに潤滑油をかき下げ、面圧の厳しいピストンリング（図5.3に示すピストン、テスト用ピストンリングと同じ）を用いて、さらに吸気を加熱（入口バタフライ弁を大きくし、加熱器入口バタフライ弁開）してスカuffing発生実験を行った。その結果を図5.28に示す。

(1) 実験経過

機関起動後、75%出力（ 2200 rpm 、 12.75 PS ）にて連続運転を行い、起動後12分経過時から吸気加熱を始め（順次昇温）、吸気温度が 44°C で標準状態の計測を行ったのち、No.2シリンダの冷却水を抜き連続計測を開始した。そして吸気温度が 78°C 、シリンダライナ温度が 234°C 、潤滑油温度が 110°C 、No.2シリンダ排気温度が 463°C の時点で機関を手動停止した。

運転後のピストン、ピストンリング及びライナの状況はピストンリングとライナ面の全周にわたってスカuffingの縦きずが現われ、P側、S側のピストン頂部（リング付近ランド）にも浅い縦きずが現われている。これはピストンとライナの間に大きなすきまがある状態で、ピストンリングとライナ間の摺動面で油切れが起り、スカuffingが発生し、リング周辺のピストンランドにも広がり始めた状況と思われる。

(2) シリンダライナPS、上下方向加速度振動波形の検討

加速度振動波形を波形No.1～7の段階で示す。PS方向及び上下方向ともに波形No.1（M印、正常時）には燃焼による振動波形のほか、 T_B と B_C の中間位置と T_B 位置の前約 40° 及び後約 20° 付近にピストンスラップ（その他のスラップ発生位置は前述のとおり）によるひげ状信号が現われている。その後、冷却水を抜いた時点から吸気温度、ライナ壁温度の上昇とともに T_B 位置前後のひげ状波形に変化が現われる。すなわち、 T_B 前 40° の波形が大きくなり、 T_B 後 20° の波形が小さくなる。これは温度上昇によってピストンリングとライナ面の油膜が切れスカuffingが始まるが、上昇行程のスラスト側（S側）へのスラップと下降行程の反スラスト側（P側）へのスラップではS側の方がスラスト側であるからスカuffingが激しいためと思われる。そして上死点付近で起るのはライナ上部ほど温度が高く、油膜の切れが起りやすいためと思われる。

このようにピストンスラップのひげ状信号は正常時と比べて2倍以上の変化があるので、ピストンリングとライナのスカuffingにおいても検知可能と考えられる。また、波形No.2は正常のNo.1に比べて T_B 前後のベース振動レベルが増大しているが、これもリングとライナのスカuffingのためと考えられ、これによ

でもその検知が可能である。

4. スカフティング検知法の検討

ピストンとライナ間のすきまがなくなり、強制的なだきつきによるピストンスカートでのスカフティングの発生及びそのすきまが十分ある状態で油切れによるピストンリングでのスカフティングの発生実験を行い、シリンダライナ振動加速度（P S方向，上下方向），架構の振動加速度（No. 1 シリンダ，No. 2 シリンダ），クランク軸F A 方向振動加速度，機関発生音，ピストンとライナのすきま及びライナ壁温度を計測した結果，スカフティング検知法としては

(1) シリンダライナ振動加速度による検知

i) 原波形による検知

ピストンとライナ間のスカフティングの場合は局部的なメタルタッチが始まった時点で下死点に現われるひげ状異常信号を目視によって判別でき，本格的なスカフティング発生前で検知できる。そして，これが進行すると隣接シリンダの燃焼と重なる下死点でも検知できる。しかし，上死点に発生する信号での検知はスカフティングがかなり進行した時点となる。また，ひげ状異常信号の周波数成分は広範囲にわたるため波形をフィルタ処理すると信号レベルが減少するので原波形で異常信号を検知する方がよく，計測位置はライナ上下方向よりP S方向がよい。

ピストンリングとライナ間のスカフティングは上死点前後に発生するピストンスラップによるひげ状信号の変化からスカフティングが軽微な時点で検知できる。

ii) 信号レベルによる検知

シリンダライナP S方向の計測波形の振動レベルの変化を図 5.29 及び図 5.30 に示し，図 5.29 は実験 3，図 5.30 はピストン，ライナのクリアランスが大きい場合の結果である。

実験 3 では正常運転状態から冷却水を抜くと温度上昇とともにすきまが小さくなるので振動レベルは幾分減少するが，スカフティング開始前から振動レベルの変化が大きくなる。したがって，この振動レベルの検知によってピストンスカートによるスカフティングを本格的なスカフティング開始前から検知できる。

また，大径ライナではピストンスラップによる加振力が大きくなるが，ピストンリングとライナ間にスカフティングが発生すると振動レベルの変化がはげしくなる。したがって，これを検知することによってピストンリングとライナ間のスカフティングも軽微な時点で（図 5.28 参照）検知できる。

(2) 架構P S 方向加速度による検知

i) No. 1 シリンダ，No. 2 シリンダともにスカフティング開始時点から下死点の信号が大きくなり検知できる。

ii) No. 1 シリンダとNo. 2 シリンダでは異常シリンダに近いNo. 2 シリンダの信号感度が大きい，隣接のシリンダのスカフティングでも検知できるので，多シリンダ機関の場合はセンサの数が少なくてもよく，実用的には有利である。

(3) 機関発生音による検知

音の信号はスカフティング開始時に至っても大差なく，スカフティングが全面に拡大する時点で信号レベルが増加するが，早期検知法としては実用的でない。

(4) クランク軸F A 方向振動加速度による検知

スカフティング開始時点で下死点にわずかな振幅増大がみられるが，検知はスカフティングが全面に拡大しないと困難である。

(5) ピストンの挙動による検知

局部的にメタルタッチが起る時点から排气行程、圧縮行程の初期に低周波の振動が検知できるが、スカuffィングの発生を判定するにはむづかしい。

(6) ライナ壁温度による検知

ライナの壁温度による検知法はスカuffィング発生局部の温度にしか異常が現われないため実用的でない。

5. ま と め

以上、シリンダライナのスカuffィングを初期の段階で発見する手段を得ることを目的として、小形機関の燃焼運転でピストンスカートスカuffィングとピストンリングスカuffィングの発生、検知実験を行った結果、その検知法としてはシリンダライナP S方向振動加速度の計測によるひげ状異常信号（下死点と上死点前後）の変化の検知及び振動レベルの変化の検知が、スカuffィング発生前の軽微な時点で検知できるという点から最も有利であることがわかった。

今後の問題としては、これらの実用化、大形機関への適用を図るとともに、異常検知センサの数を少なくできる架構の振動加速度による方法、または簡易な手持ち振動計による検知法の研究をするべきである。

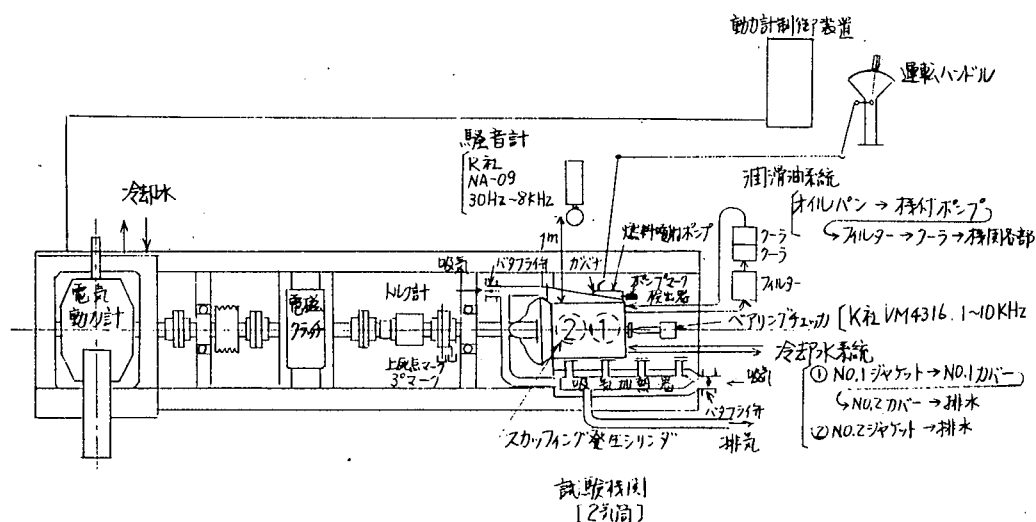
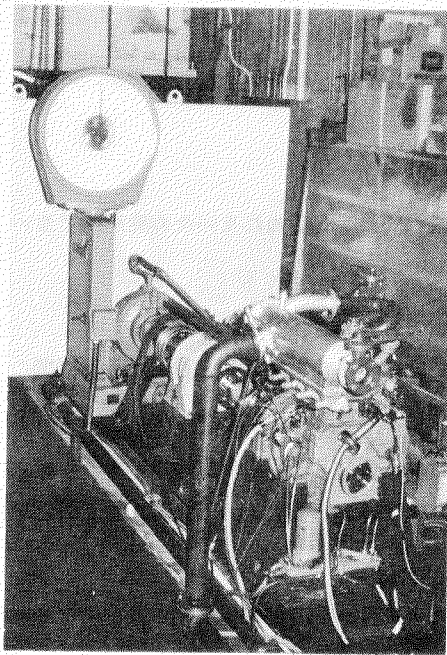


図 5.1 実験装置のスケルトン



機 関 形 式	2D92
シ リ ン ダ 数	2
内 径 × 行 程	92mm × 98mm
燃 焼 室 方 式	直接噴射式
圧 縮 比	18.5
定 格 出 力	17ps/2200rpm
軸 ト ル ク	65kgm/1600rpm
平均ピストン速度	7.2m/s
平均有効圧力	5.34kg/cm ²
機 関 寸 法	538mm × 614mm × 1233mm

図 5.2 実験装置全体写真と機関主要目

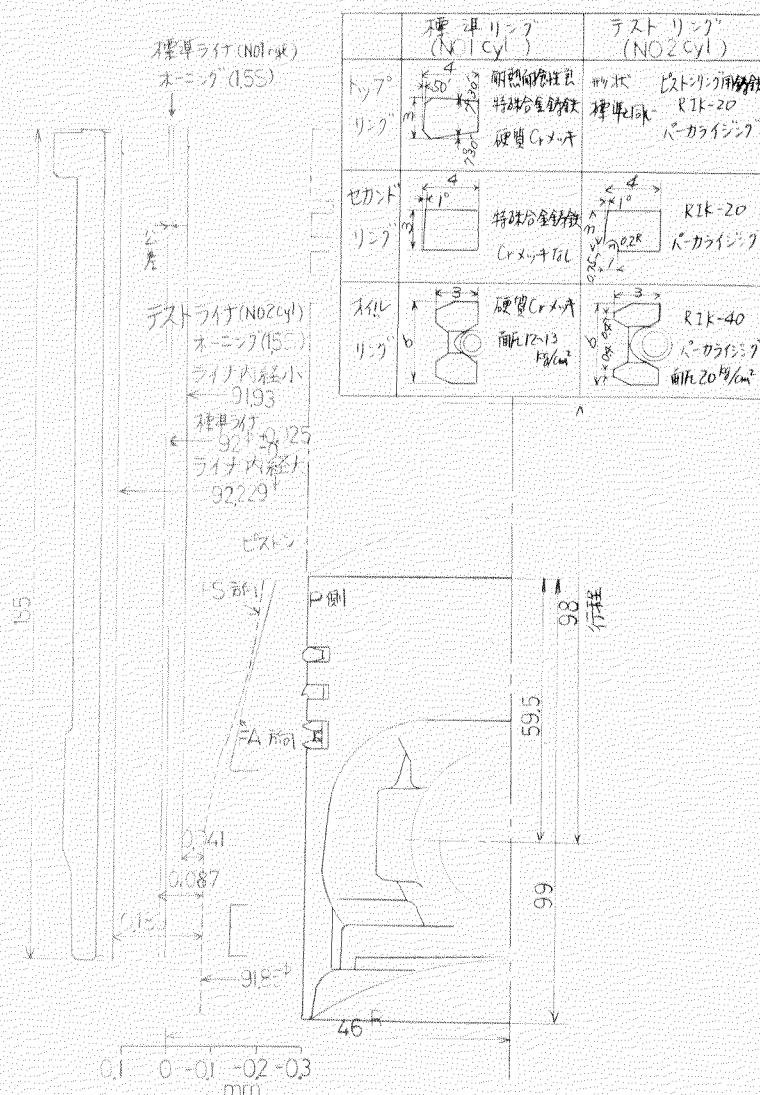


図 5.3 シリンダライナとピストンの関係 (No. 2 Cyl.)

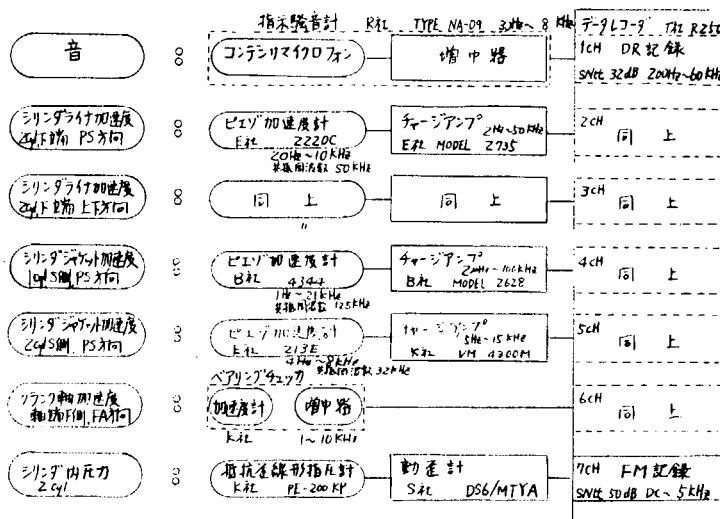


図 5.4 計測ブロックダイアグラム (1)

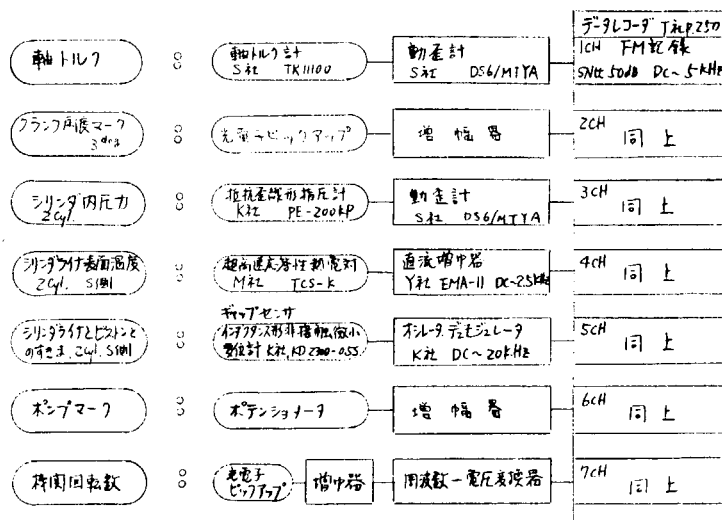


図 5.5 計測ブロックダイアグラム (2)

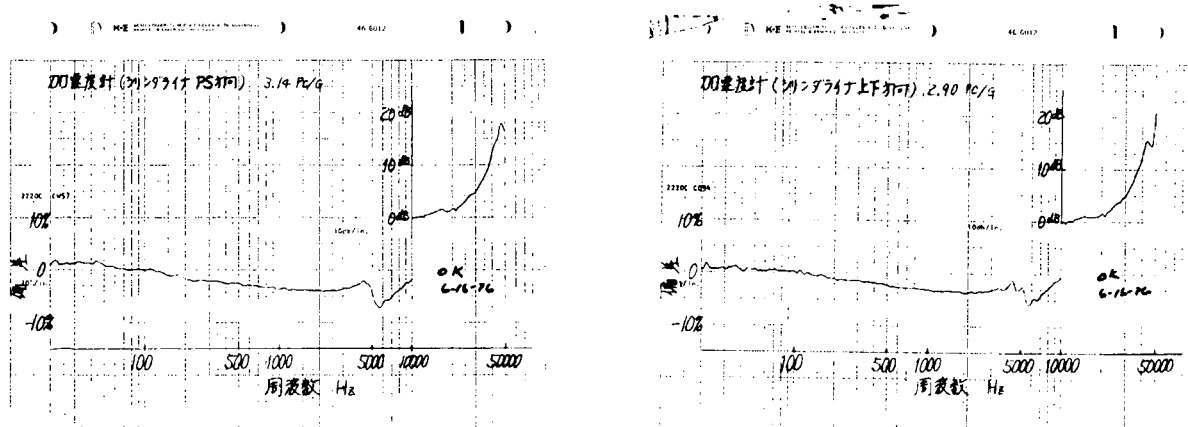


図 5.6 シリンダライナ加速度計の周波数特性曲線

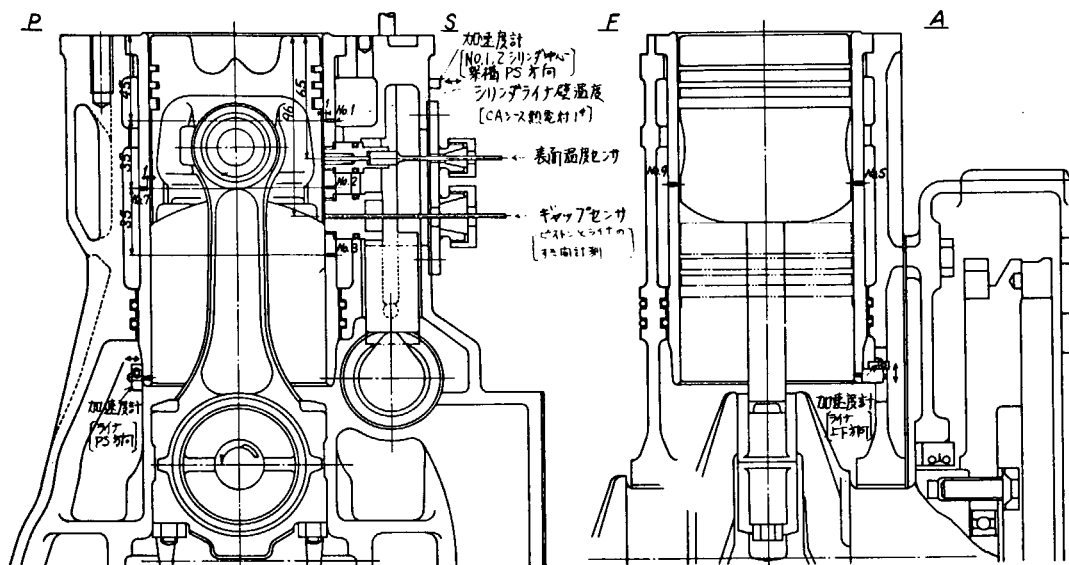


図 5.7 加速度計，各種センサ取付状況

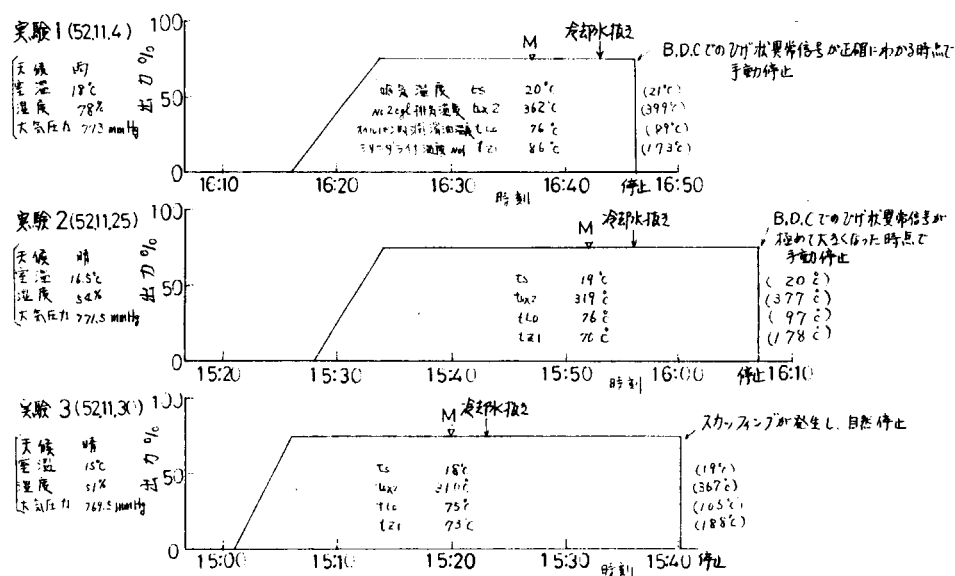


図 5.8 スカッフing発生実験経過

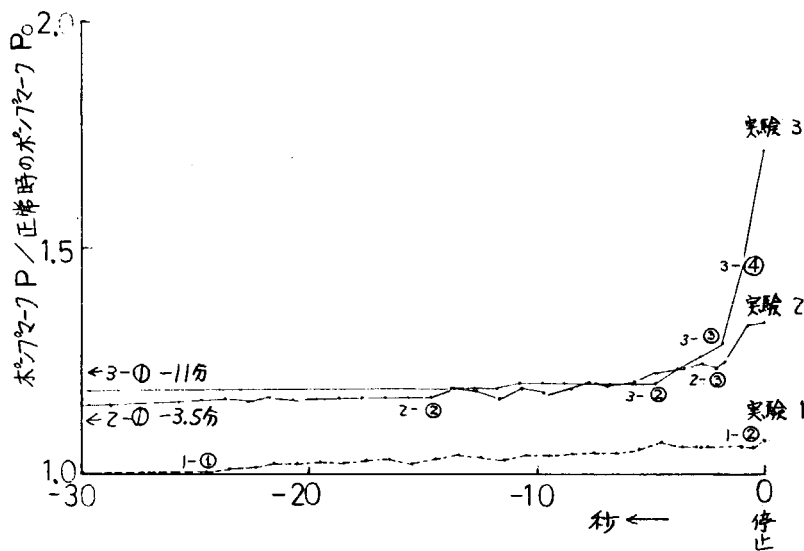
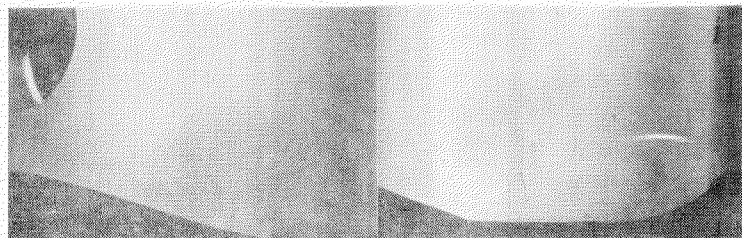
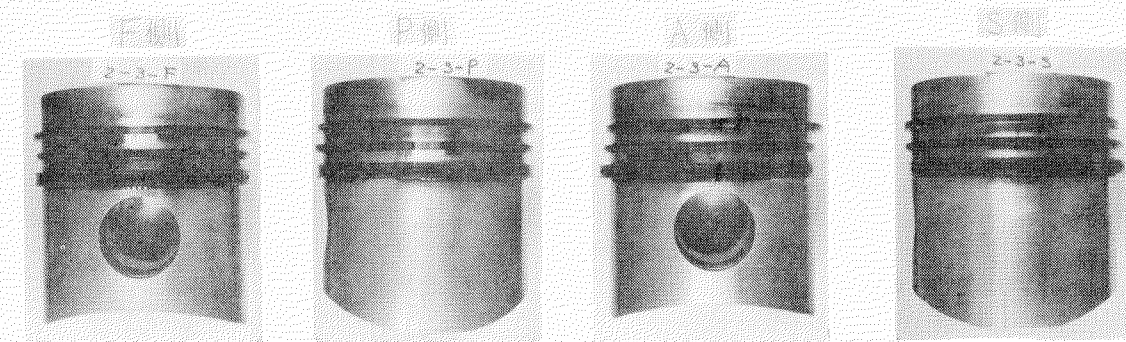
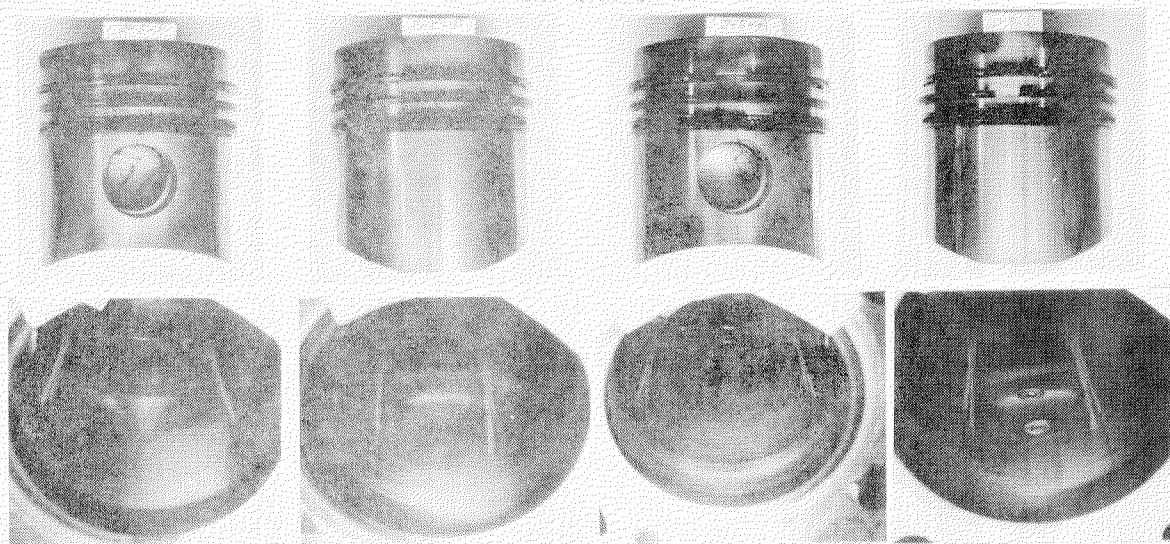


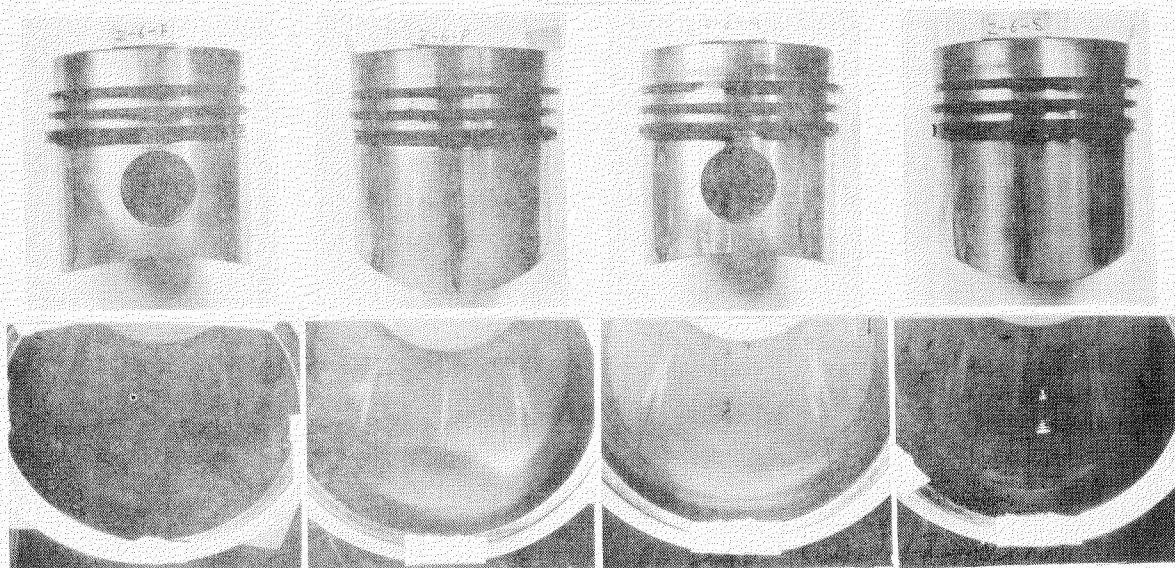
図 5.9 各実験におけるポンプマークの変化



実験 1



実験 2



実験 3

図 5.10 機関停止時のピストンとライナの状況

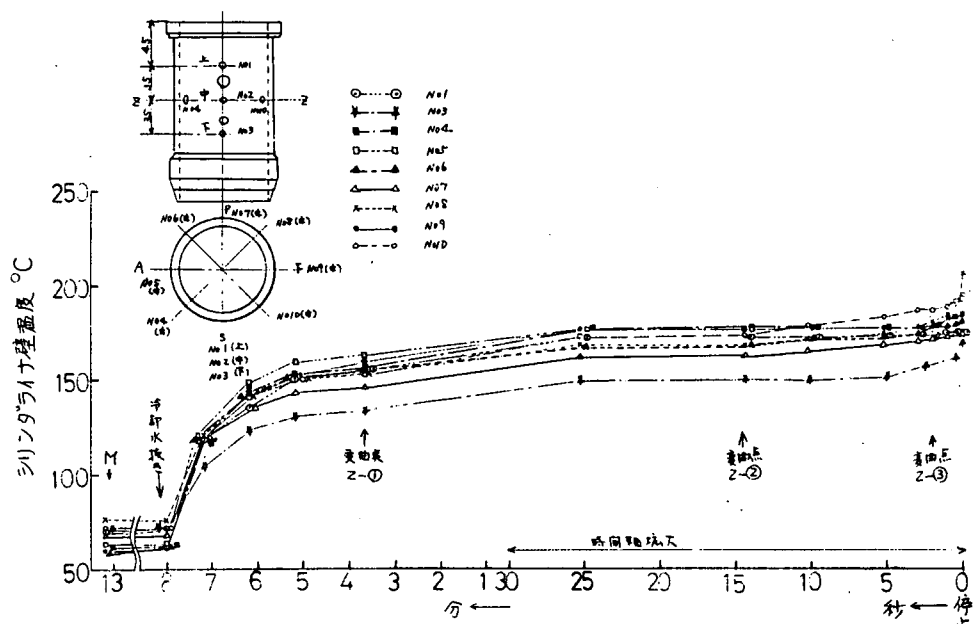


図 5.12 シリンダライナ壁局部温度変化 (実験 2)

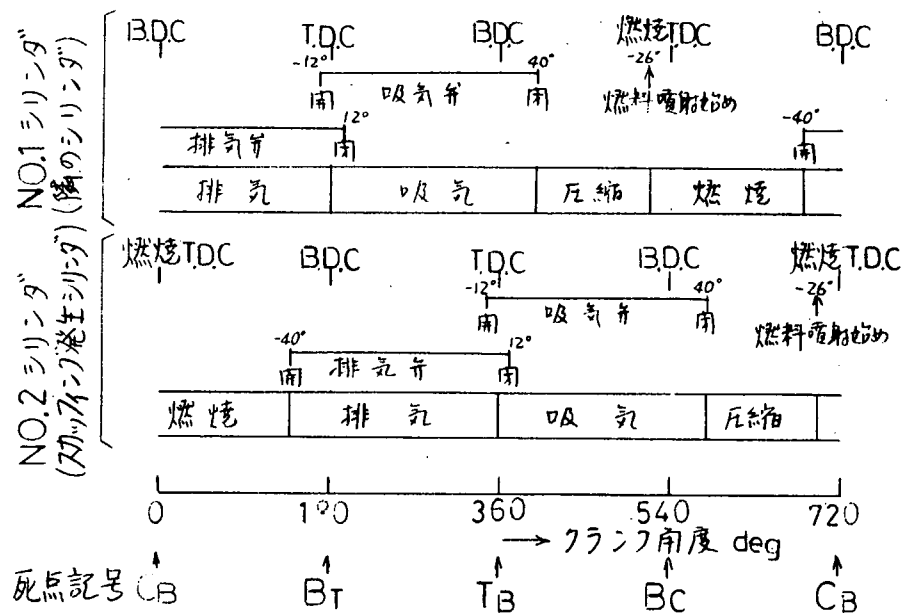


図 5.13 機関の行程とクランク角度の関係

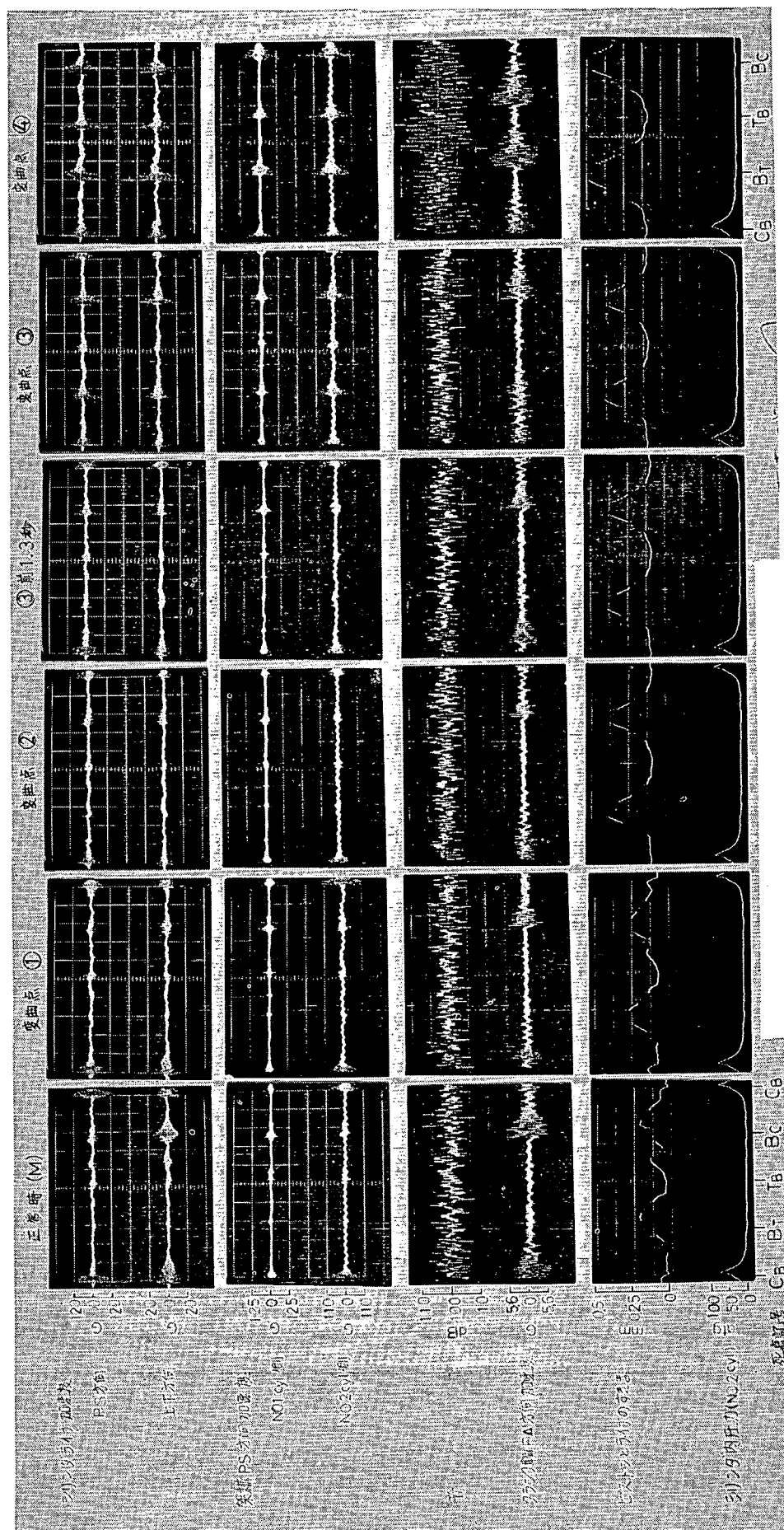


図 5.14 振動加速度, 音, ピストンとライナのすきま波形 (実験 3)

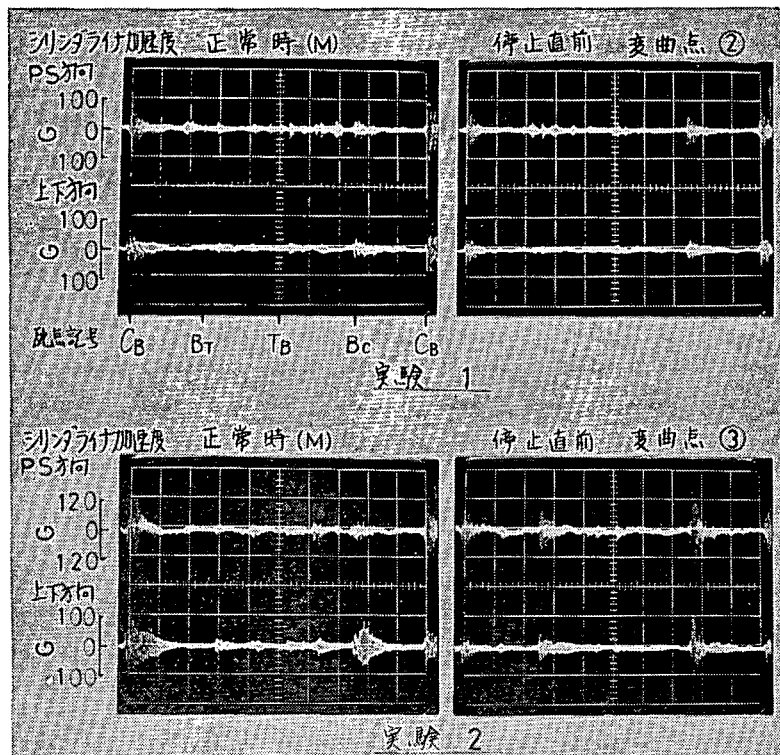
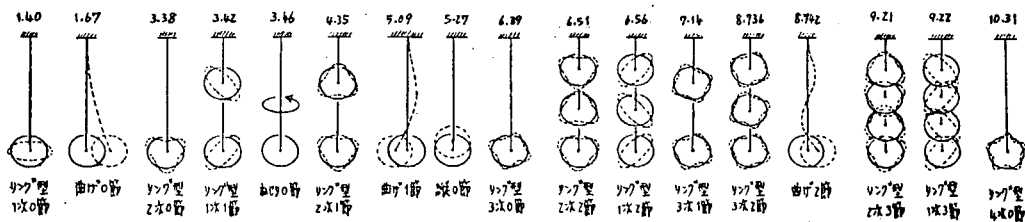


図 5.15 実験 1, 2 における正常時と停止時のシリンダライナ加速度波形

〔計算結果〕 単位 kHz



〔ハンマリング及びチタン酸バリウム加振による結果〕 単位 kHz

ハンマリング	0~5	1.40, 1.82, 2.18, 2.82, 3.38, 3.88, 4.46, 4.96
チタン酸 バリウム 加振	2~10	2.87, 3.39, 3.97, 4.29, 4.95, 5.72, 6.31, 7.25, 7.70, 8.31, 8.56, 9.29, 9.46, 9.82
	10~20	10.10, 10.68, 11.28, 11.78, 12.45, 12.84, 13.38, 14.05, 14.40, 15.35, 16.42, 17.42, 18.70, 19.86
	20~30	20.26, 21.00, 22.26, 23.82, 24.30, 25.34, 26.80, 27.91, 29.89
	30~40	30.00, 31.34, 33.82, 34.33, 35.29, 36.37, 37.57, 38.33
	40~50	40.10, 43.34, 46.72, 47.66, 49.39

図 5.16 シリンダライナの固有振動数

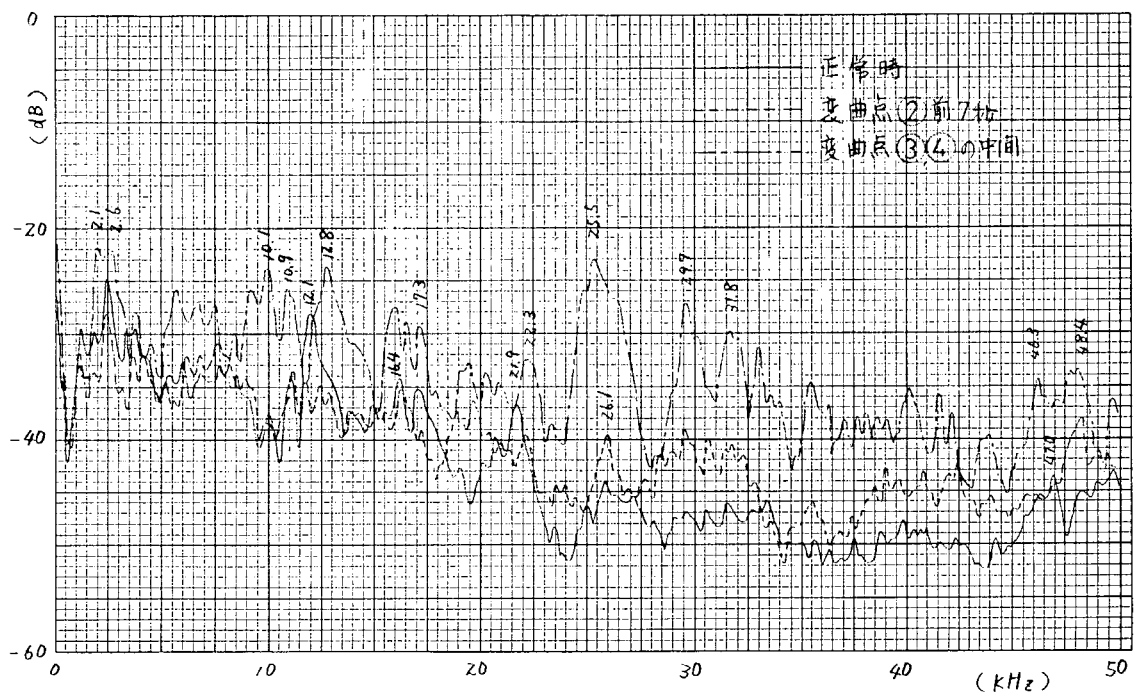


図 5.17 ライナ P S 方向加速度周波数分析結果

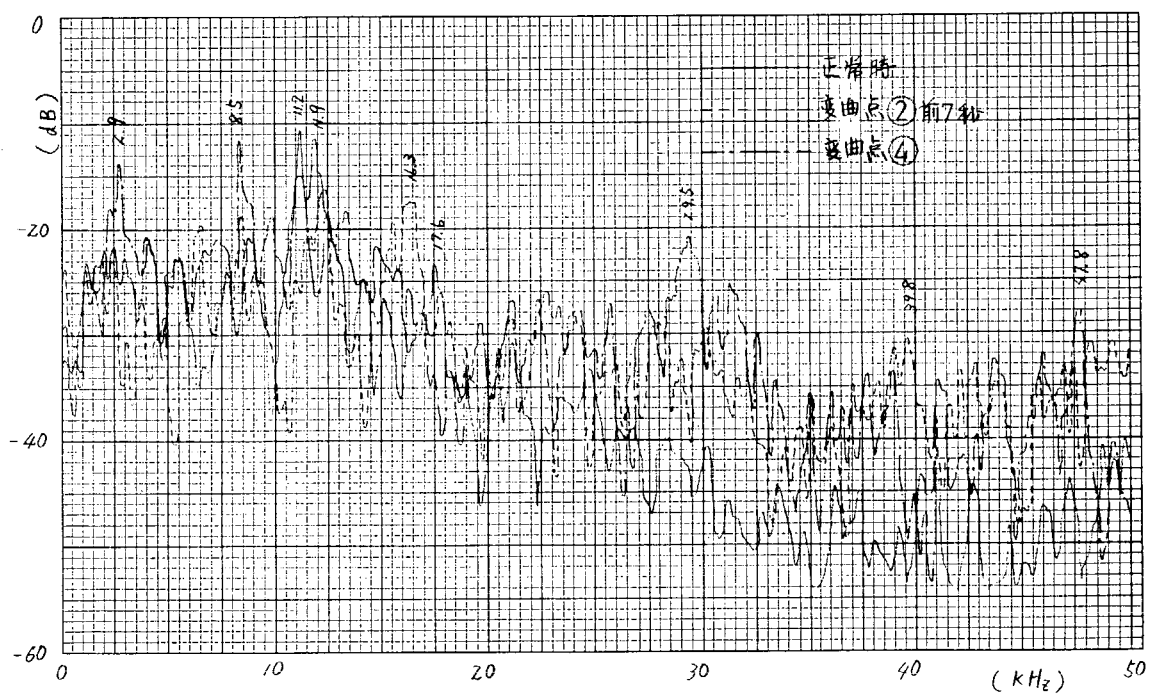


図 5.18 ライナ P S 方向 (C_B点) 加速度周波数分析結果

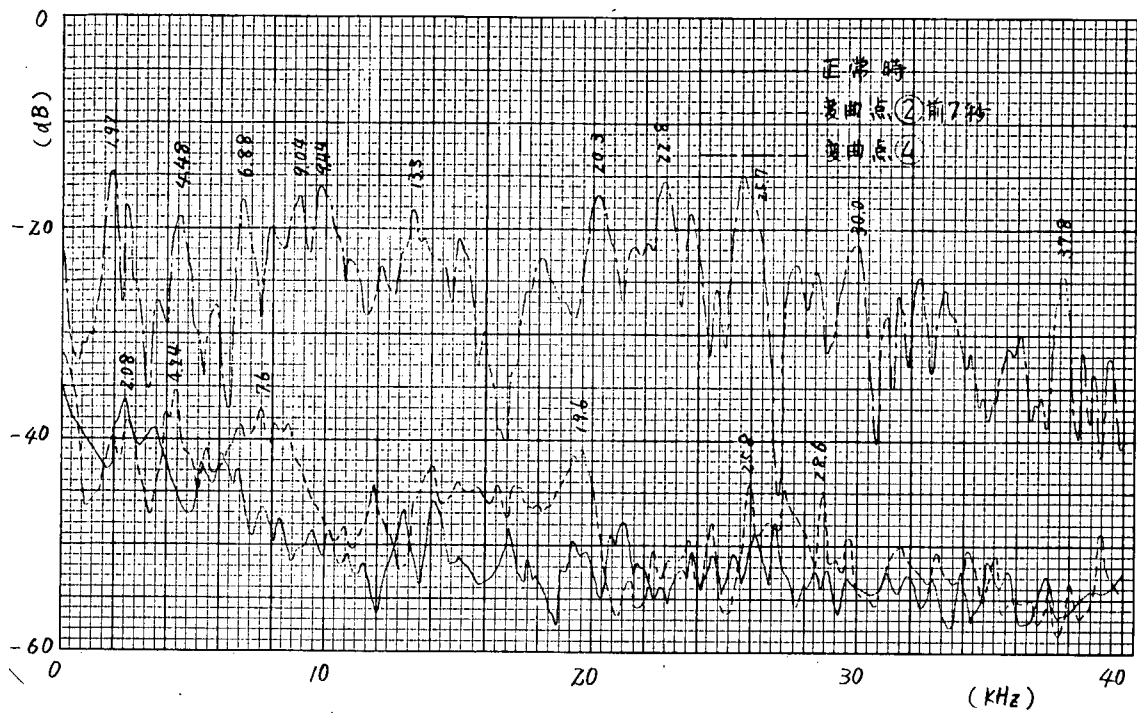


図 5.19 ライナ P S 方向 (B_T 点) 加速度周波数分析結果

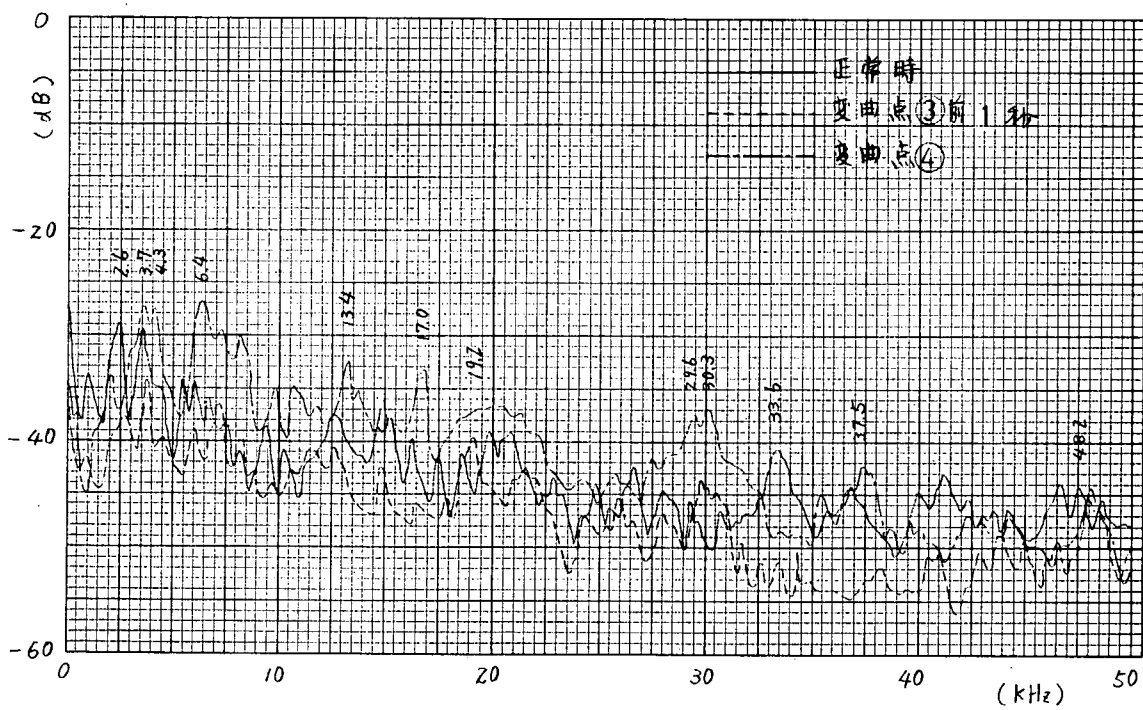


図 5.20 ライナ P S 方向 (T_B 点) 加速度周波数分析結果

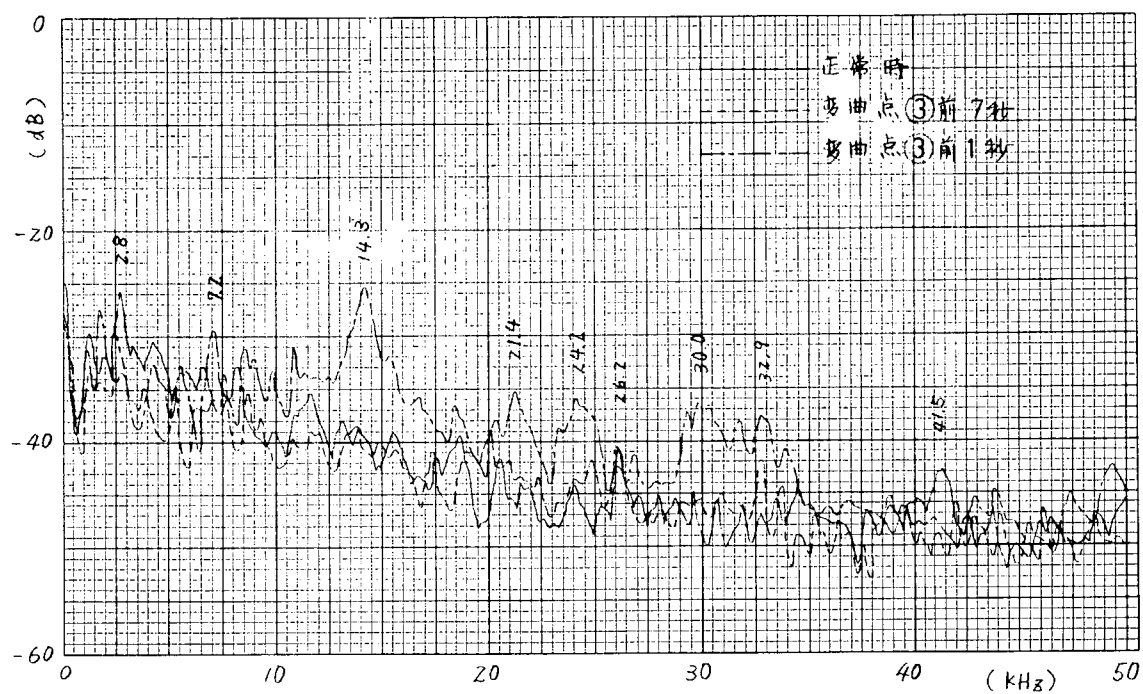


図 5.21 ライナ P S 方向 (B₀ 点) 加速度周波数分析結果

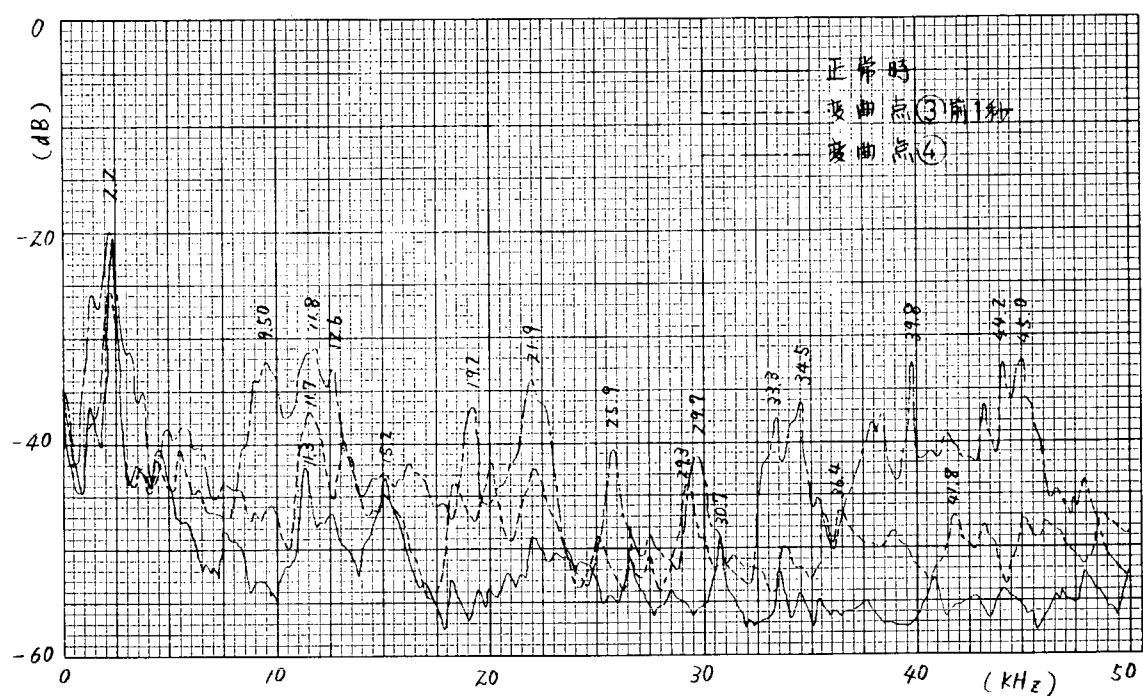


図 5.22 ライナ上下方向加速度周波数分析結果

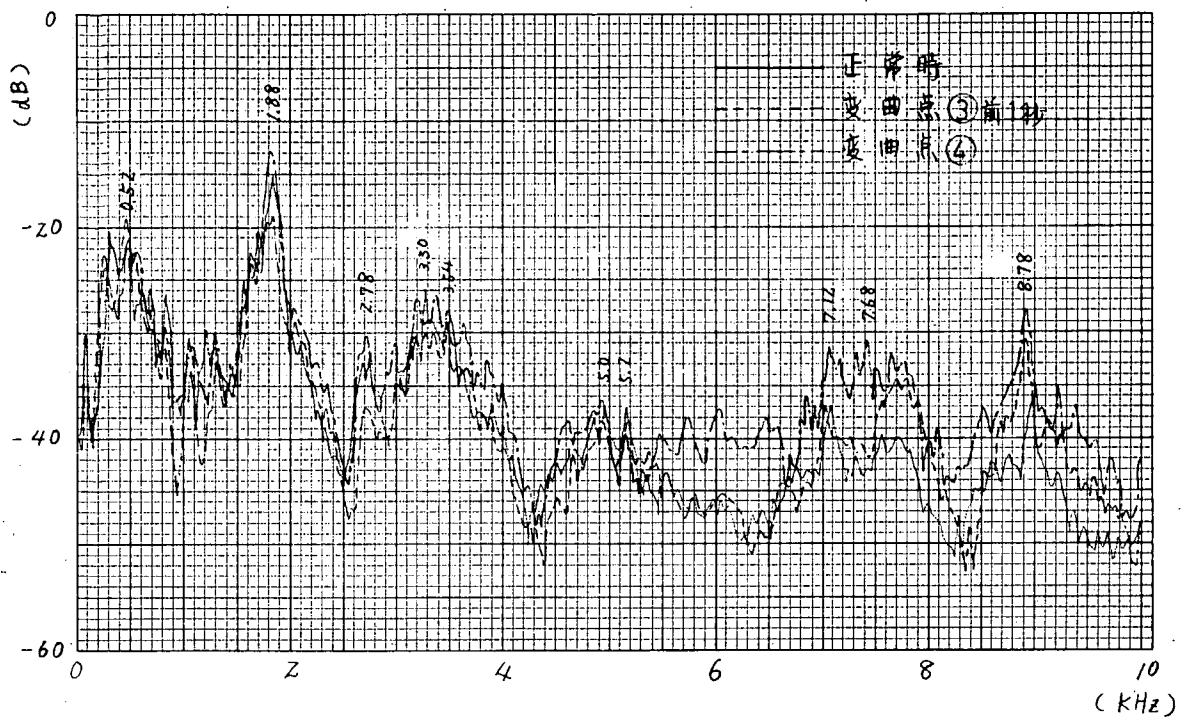


図 5.23 クランク軸端加速度周波数分析結果

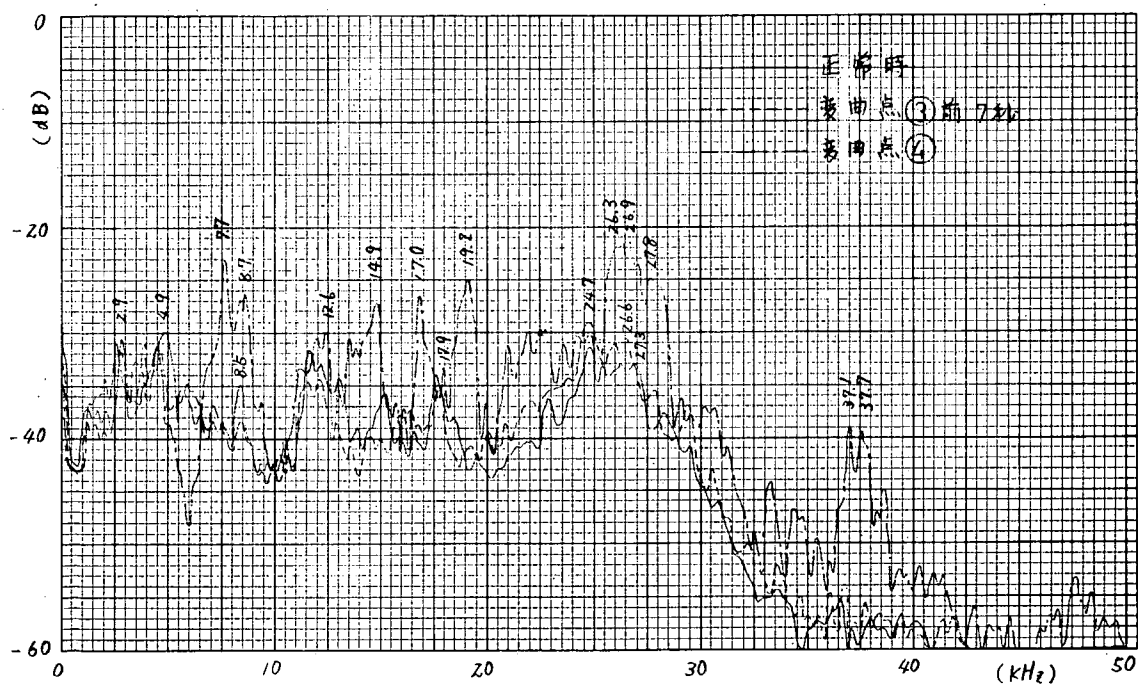


図 5.24 架構 (No. 1 Cyl 位置) 加速度周波数分析結果

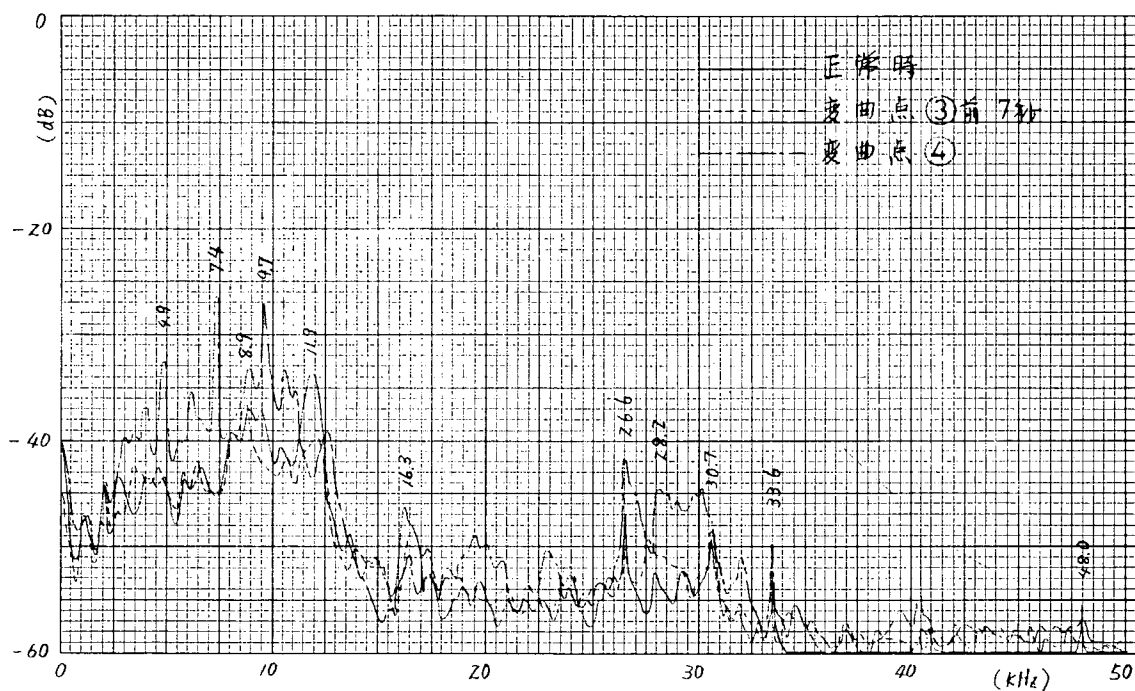


図 5.25 架構 (No. 2 Cyl 位置) 加速度周波数分析結果

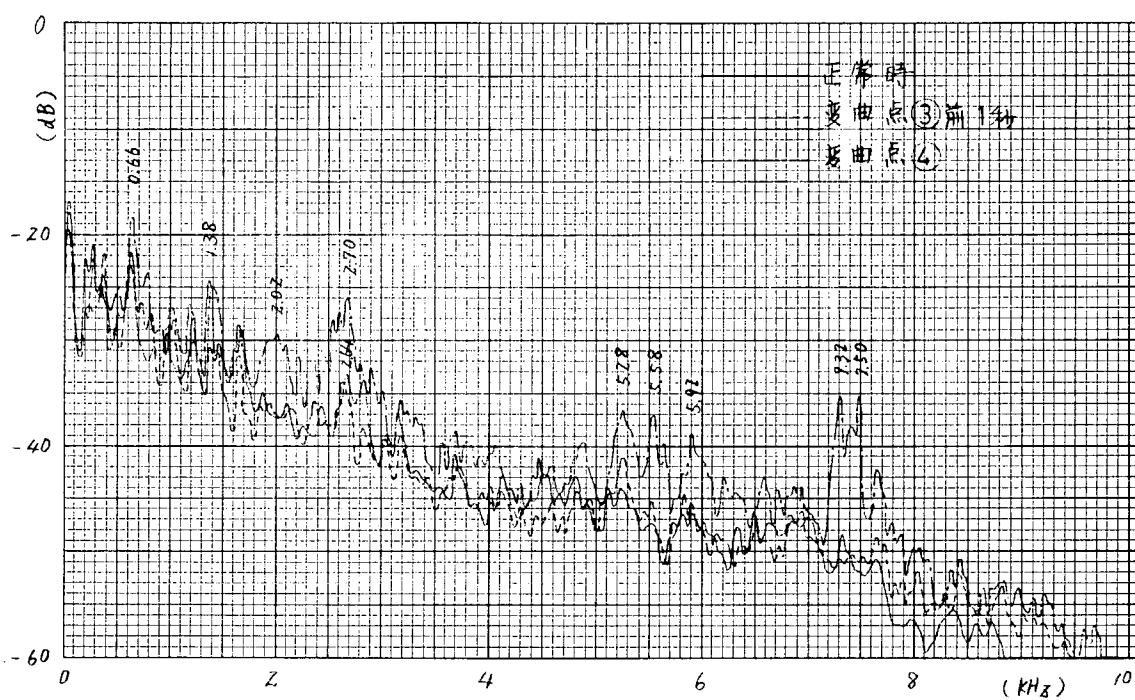


図 5.26 機関発生音周波数分析結果

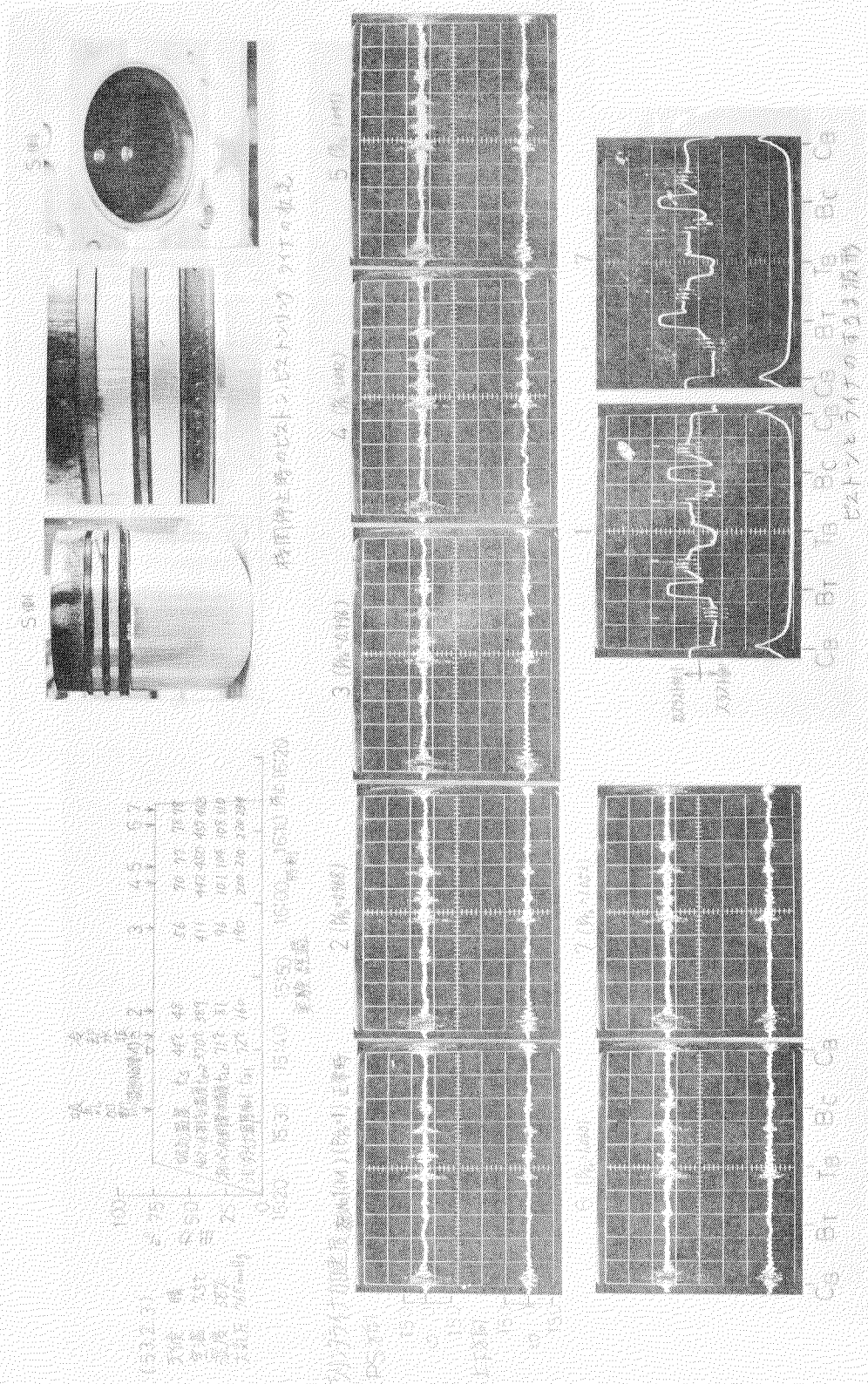


図 5.28 ビストン、ライナのクリアランスが大きい場合のスカフing発生実験

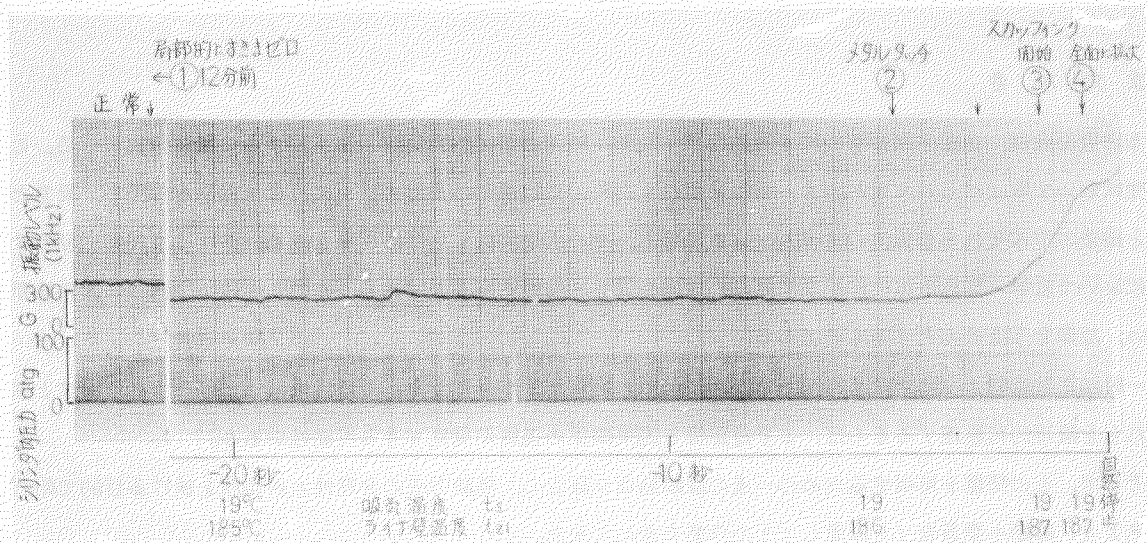


図 5.29 シリンダライナ P-S 方向振動レベルの変化 (実験 3)

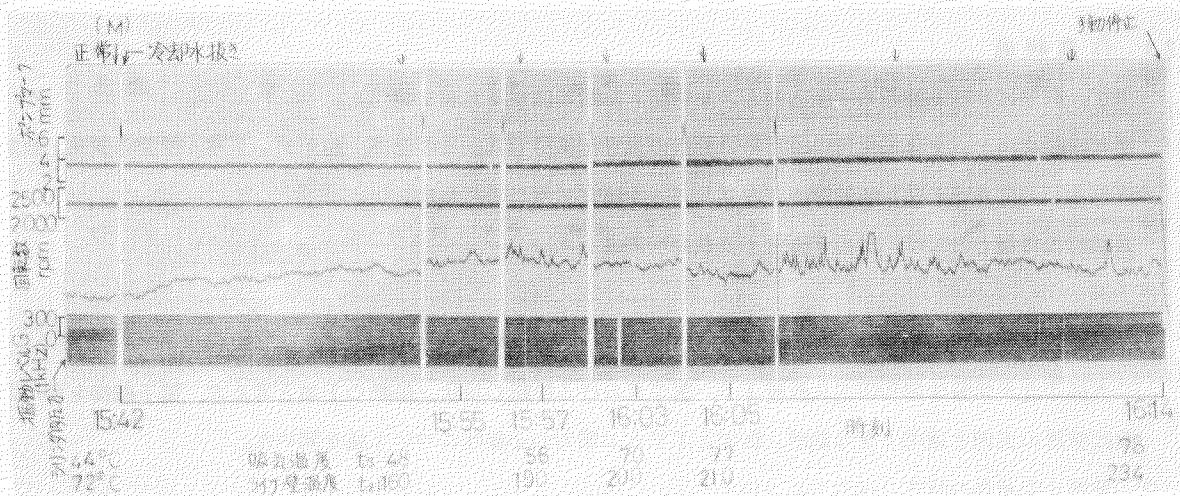


図 5.30 シリンダライナ P-S 方向振動レベルの変化 (ライナ内径大)

第 6 章 異常診断論理について

1. ま え が き

本研究部会は、音響・振動解析による船用ディーゼル機関の機械的異常診断法に関する実験的研究である。この研究において取上げられた夫々のテーマはいずれも終局的には機関の異常の検出に音響・振動を利用し、異常の原因と結果の中にそれらの発生メカニズムを予想し、その因果関係もしくは相関を求め、正常より異常に移行する間において音響・振動情報中に早期に特別の情報を発見・抽出するものである。このことにより機関の異常診断を行い、故障を予防せんとするものである。

一般に正常状態より異常状態に至るまでには無数の因果関係が存在する。この因果関係を残らず洗い出すと共に、それらを論理的に整理するならば、より短距離な因果関係の道筋が発見できる可能性がある。

そこで、この問題を解明するための一連の診断論理を確立し、実験方法の合理性と妥当性を援ける目的で昭和51年度より「診断小委員会」を設置してその作業を進めて来た。

そして、診断論理を作成する方法の開発に際し、そのモデルとして、本研究部会の研究テーマの一つである「クランク軸異常の検出」を採用し作業を進めた。

昭和51年度以来、小委員会で種々検討を重ねながら以下に述べる作業の進捗を見た。しかし、残念ながらまだ完成の域には達していないように思われるので、今後は日本船用機関学会、中小形ディーゼル機関研究委員会の中で引続き検討を重ねて行く予定である。

2. 診断小委員会の作業

2.1 作業経過

まず、医学における診断の手順と考え方を学び、診断に関する文献を調べた。

次に診断システムを体系化付けるための診断の論理を検討した。その結果、船用ディーゼル機関の異常、故障の実例をパンチカード化して故障のアルゴリズムを組立てることとした。

具体的な作業としては、次の9回の小委員会を開催した。

第1回

① 診断法について

大阪市立大学医学部和田正久教授より、医学における診断の現状、診断の手順と考え方、電子機器を用いる集団検診の実例と適用できる範囲、医学と工学との協力の必要性について話を聞いた。

② 診断小委員会の研究の進め方について

公表されている機関の損傷関係資料などからディーゼル機関の故障実態調査をする。故障のアルゴリズムの内、音響、振動に関するものを取り上げる。

第2回

① 船用ディーゼル機関の故障の実態について

船用ディーゼル機関の異常・故障の実例のうちから事例の多いものを選び、これのパンチカード化を行うこととする。

② 故障のアルゴリズムについて

故障の因果関係のわかるフローチャートを作成することとする。当面SR158で行っている実験に適應する

フローチャートをパンチカード化し、故障のアルゴリズムを整理する。

第3回

① 故障診断に関する文献リスト

今後、故障診断に関する文献リストを作成し、順次内容を増して行くこととする。

② 作業の進め方について

作業の具体的内容として、故障診断の対象として、現在SR158で実験されている「クランク軸系の異常」を取り上げることとなり、これをパンチカード化することとする。併せて、パンチカード化の際の内容について検討を行った。

第4回

① クランク軸系異常のパンチカード化について

パンチカード化に際し、因果関係のレベル化を検討し、4つのカテゴリ(④因果関係、⑥空間的幾何学的関係=機械的距離、③信号の強弱、①重大事故に連がる事象)を決定した。単位項目別にパンチカード化を行うこととした。そのパンチカードを基にして、今後は診断論理の組立てを行うこととする。

第5回

① パンチカードについて

パンチ要領並びに分類方法について検討する。パンチすべき項目として、①レベル、②名称(構造・部位・場所、結果・出力、原因・入力)、③方法(検出方法)、④論理、⑤キーワードとする。

② システムの細分化を行い、名称のリストを作製して、コーディング化を行う。

第6回

① 名称のコーディング表の検討

クランク軸系の機械的異常に限定して考えていくことにする。

② 故障のアルゴリズム

故障診断法としては、故障のアルゴリズムの検知法を作るかたちで作業を進める。すなわち、パンチカードをFTAシステムに合わせて利用できるようにすれば、故障診断のアルゴリズムの検知ができることになる。

第7回

① クランク軸系の機械的異常に関連した名称のコーディング表の検討。

② パンチカード作製の手順について検討する。その例としてピストンリングについて考えてみる。

第8回

① 各部位の因果関係について

クランク軸系、シリンダライナ系の各部位の因果関係を枝方式に細分割する。

② 故障診断法の一つの考え方として、過去の故障実績データをベースに考える必要がある。

第9回

昭和52年度報告書の編集。

2.2 作業内容

2.2.1 診断論理システム

機器あるいは部品の故障には必ず因果関係が存在する。

SR158研究部会では故障の検出として、音響、振動を利用して異常の原因と結果の中にそれらの発生のメカニズムを求め、それを利用して行くという考え方であるのに対し、この小委員会では、故障の原因と結果の

間に存する故障論理から診断の論理を確立しようとするものである。

前者の場合には、異常または故障が相当程度進行していなければ検出がむずかしいのに対して、後者の場合には、初期の異常または故障に対して以後関連してくる個所での異常、故障を予想できるということになる。

このような考え方に基ずき、診断のアルゴリズムの具体化を考えた。つまり、

- (a) 異常の有無の検出（基準値、正常値の確認と、それらと計測値の比較、異常の計量化）
- (b) 既知の情報との照合、分析
- (c) 診断（異常、故障の部位の表示）

というプロセスで診断をシステム化することである。

その結果、診断論理を確立する方法の一つとして、FTA (FAULT TREE ANALYSIS)* という方法を採用することにした。そのFTAシステムを具体化させていくために、TREEのそれぞれの枝または葉を1枚のカードで表わすことによって、故障の因果関係を検索できるようにし、併せて、診断論理の確立を行おうと考えた。

2.2.2 故障のアルゴリズム

FTAシステムを作成して故障診断のアルゴリズムを確立させるためにクランク軸系に関連する部品の構成図（図6.1，図6.2）を作製し、それらの部品がどのような故障を起すかを図6.3及び表6.1，表6.2のように一部を対象とすることにした。

次に、これらの故障について

- 1.パンチカード化するためのキーワード
- 2.故障の程度を表わすレベル化
- 3.故障の原因、部位、結果をどう結びつけてパンチカードに表わすかを考えた。

それらについては、次項で記述するような方法が選ばれた。

2.2.3 キーワードの選定

キーワードは、クランク軸系の異常に関する項目だけを取り出し、その第1文字目を50音順に分けてある。更に、それらの名称・部位、理論・原理、現象・事象、計測、雑と分類してコード化した。すなわち、表6.3のようにコード番号を割り当てる。

表 6. 3

項 目	コ ー ド 番 号
名 称 , 部 位	1 0 ~ 4 9
理 論 , 原 理	8 0 ~ 9 9
現 象 , 事 象	6 0 ~ 7 9
計 測	5 0 ~ 5 9
雑	0 0 ~ 0 9

このコード番号はパンチカードのED欄（部位）とCB欄（出力）にパンチされる。

表6.4はキーワードの一覧表の一部である。

脚注 * 塩 見 弘 著 故障解析と診断, 日科技連出版社

2.2.4 パンチカード化

パンチカードを図 6.4 に示す。パンチすべき項目または記入すべき項目として次の 9 項目がある。

- ① 異常診断の因果関係を調べているシステム名を記入する。ここではクランク軸系の異常診断と記入する。
- ② 構造, 部位, 場所
具体的な部品名または場所をさす。
- ③ 原因, 入力
部位, 構造, 場所で表わされた個所の故障, 原因となる事項を記入する。この事項がもう一つ前の段階の結果・出力となれば, 故障の原因が一つづつさかのぼっていくことになる。
原因・入力, 結果・出力に対して複数個ある場合には, カードもその枚数だけ作る。
- ④ 結果・出力
故障の現象が記入される。原因・入力/構造・部位・場所/結果・出力が 1 枚のカードにパンチされる。
- ⑤ システム化を考えて行く上で, レベルのカテゴリは機械的距離を用いるのが良い。故障の最終段をレベル 0 と考えて, そこからの機械的な距離と考える。すなわち, ここではクランク軸の異常をレベル 0 とし, それに直接連がる構造, 部位, 場所がレベル 1 となる。
- ⑥ キーワード
構造・部位・場所に書かれた項目をキーワードの第 1 番目に書き, 残りのキーワードは結果・出力, 原因・入力その他の言葉または単語となる。
- ⑦ 方 法
原因・入力と結果・出力を結ぶ検出方法を記入する。
- ⑧ 論 理
原因・入力と結果・出力とを結ぶ論理を記述する。
- ⑨ ローマ字欄
構造・部位・場所に書かれた項目の第 1 文字目と出力・結果に書かれた項目の第 1 文字目をパンチカード左欄のローマ字欄にパンチする。

2.2.5 パンチカードの利用法

パンチカードは, 次のような利用方法が可能であるように考えてある。

- ① 構造・部位・場所, 入力・原因, 出力・結果のいずれからでも検索できること。
 - ② それら 3 者の前後関係 (因果関係) が 1 対 1 で対応していること。
 - ③ 1 枚のカードの入力・原因がその前の段階 (レベルが 1 下ったところ) の出力・結果となること。
 - ④ それらを連結させて行けば, 故障の道筋 (FAULT TREE) が求められること。
 - ⑤ カード 1 枚ずつ故障の論理と故障の検出方法を記してあるので, 故障の様子が具体的にわかる。
- 具体的利用法として, 次のような一例を考えてみる。

表 6.5

入 力 ・ 原 因	部 位	出 力
焼 付	ピストンリング	切 損

表 6.5 により, 部位・場所の項目の第 1 文字目「ピ」をカード左欄のローマ字 Pi で検索する。ここでは「ピ」で始まる単語がすべて取り出される。次にピストンリングのコード番号「17」を ED 欄で検索する。こ

ここで取り出されるカードはすべて部位がピストンリングとなっている。それらのカードを対象として、出力・結果の項目の切損の第1文字目「セ」を左欄のローマ字から検索する。同様に切損のコード番号「67」をC B欄で検索する。この結果、部位としてピストンリング、結果・出力として切損のカードが取り出せる。

ここで取り出されたカードは入力・原因が種々あり、いずれもピストンリングの切損に結びつく原因ばかりとなる。

それらのカード1枚1枚には故障の論理と検出方法が記入されている。入力原因が種々検索できたが、そのうち一つの項目を特定できれば、更に同様な方法で、一つ前の段階の入力・原因を見つけ出せることになる。

2.3 結 果

小委員会が設置されて以来8回の審議を経たが、故障診断の論理を確立するのはもう一步というところである。しかし、そのための準備はかなりできたと言える。すなわち、パンチカードについてはその利用法はほぼ確定した。キーワードについては、一通りの用意はできているが、完全を期すためには、もう一度選定してみるのがよい。

FAULT TREE を作成するため、クランク軸に関連した部品の故障の因果関係を細分化し、それらを図にしたが、図6.5にはそのうちのリングの焼付の因果関係を示してある。また、クランク軸系の各部位の故障をレベル別にしたものが表6.6である。

今後は、キーワードと共にそれらをパンチカード化し、診断論理を形づくっていくことになる。

表 6.1 (a) クランク軸系の異常

	入 力	部 位	出 力
1	つまり	潤滑油こし器	給油不足
2	破 損	"	異物噛込み
3			
4	性能低下	潤滑油供給ポンプ	給油不足
5	破 損	"	"
6			
7	液面低下	潤滑油タンク	給油不足
8			
9	閉 塞	給 油 管	給油不足
10			
11	汚 れ	潤滑油クーラー	冷却効率低下
12			
13	動作不良	潤滑油温調弁	潤滑油温度上昇
14			
15	締付力不足	主軸受締付ボルト	緩 み
16	ナットの緩み	"	"
17	工作不良	"	切 損
18	材質不良	"	"
19			
20	材質不良	主軸受メタル	はく離

表 6. 1 (b) クランク軸系の異常

	入 力	部 位	出 力
21	はく離	主軸受メタル	異物かみ込み
22	給油不足	"	損 傷
23	異物かみ込み	"	"
24	ボルトの緩み	"	"
25	" 切損	"	"
26	メタルのはく離	"	"
27	水の混入	"	"
28	接合面不良	"	"
29			
30	軸受面圧増大	主軸受メタル	はく離
31	異物かみ込み	"	面圧過大
32	ボルトの緩み	"	"
33	締付不良	"	"
34	加工不良	"	"
35	クーラーの破損	潤 滑 油	水の混入
36	清浄機の故障	"	"
37	ライナの破損	"	"
38	Oリングの破損(ライナ)	"	"
39	シリンダカバー破損	"	"
40			
41	締付力不足	クランクピンボルト	緩 み
42	ナットの緩み	"	"
43			
44	緩 み	クランクピンボルト	折 損
45	工作不良	"	"
46	材質不良	"	"
47			
48	締付ボルトの緩み	クランクピン軸受	合せ面ビッチング
49	ボルト折損	"	"
50	面圧増大	"	焼 付
51	当り不良	"	"
52	潤滑不良	"	"
53			
54	締付ボルトの緩み	クランクピン軸受	面圧増大
55	経年摩耗	"	"
56	間隙過大	"	"
57	ボルト折損	"	"
58			

表 6. 1 (c) クランク軸系の異常

	入 力	部 位	出 力
59	締付ボルトの緩み	クランクピン軸受	当り不良
60	経年摩耗	"	"
61	間隙過大	"	"
62	ボルト折損	"	"
63			
64	異常摩耗	クランクピン軸受	間隙過大
65			
66	クラックの発生	接 合 棒	切 損
67			
68			
69	材質欠陥	接 合 棒	クラックの発生
70	加工不良	"	"
71			
72	緩 み	Tフランジボルト	折 損
73	"	"	接合棒合せ面ビッチング
74	"	"	" クラック発生
75			
76	応力集中	クランク軸	クラック
77	ねじり振動増大	"	"
78	材質欠陥	"	"
79			
80	LO粘度の低下	潤 滑 油	圧力低下
81	主軸受摩耗	"	"

表 6. 2 (a) シリンダライナ系各部位の因果関係

入 力	部 位	結 果
潤滑油不足 シリンダライナの温度上昇 リングこ着 潤滑油不良（高TBN） 燃焼不良（燃料油） 水分の混入 なじみ不良 カーボンのたけ積 材質不良 形状不良 面圧過大 リング溝の偏摩耗 過負荷 異物の混入	ピストンリング	焼 付（異常摩耗）

表 6.2 (b) シリンダライナ系各部位の因果関係

入 力	部 位	結 果
材 質 欠 陥 強 度 不 足 変形過大（切口） リングこ着 偏 摩 耗（異常摩耗） リング溝の偏摩耗 ライナポート付近の変形 シリンダライナの偏摩耗	ピストンリング	切 損
潤滑油不足 ピストン冠のクラック ピストンボルトの破損 過熱・熱膨脹 カーボンのたい積 ピストンピンの破損 燃 焼 不 良 リングの異常摩耗 水分の混入 シリンダライナのクラック リングの切損（嚙込み） 排気弁の切損（ 〃 ） 燃料弁の破損（ 〃 ）	ピストン冠	焼 付
潤滑油不足 ピストンスカートのクラック ピストン止めボルトの破損 カーボンのたい積 油かきリングの不良 ピストンピンの破損 ピストンピン軸受の破損 〃 焼付 水分の混入 シリンダライナのクラック リングの切損（嚙込み） シリンダライナの変形（異常） ピストンの変形 （ 〃 ） 接合棒の破損 クランクピンボルトの破損	ピストンスカート	焼 付
冷 却 不 良 材 質 欠 陥 形 状 不 良 冷却水の質低下 過 大 負 荷 ボルトの締付力過大	シリンダライナ （ファイレット部）	クラック
過大な熱応力 材 質 欠 陥 ポート閉塞	シリンダライナ（2サイクル） （ポート部）	クラック

表 6. 2 (c) シリンダライナ系各部位の因果関係

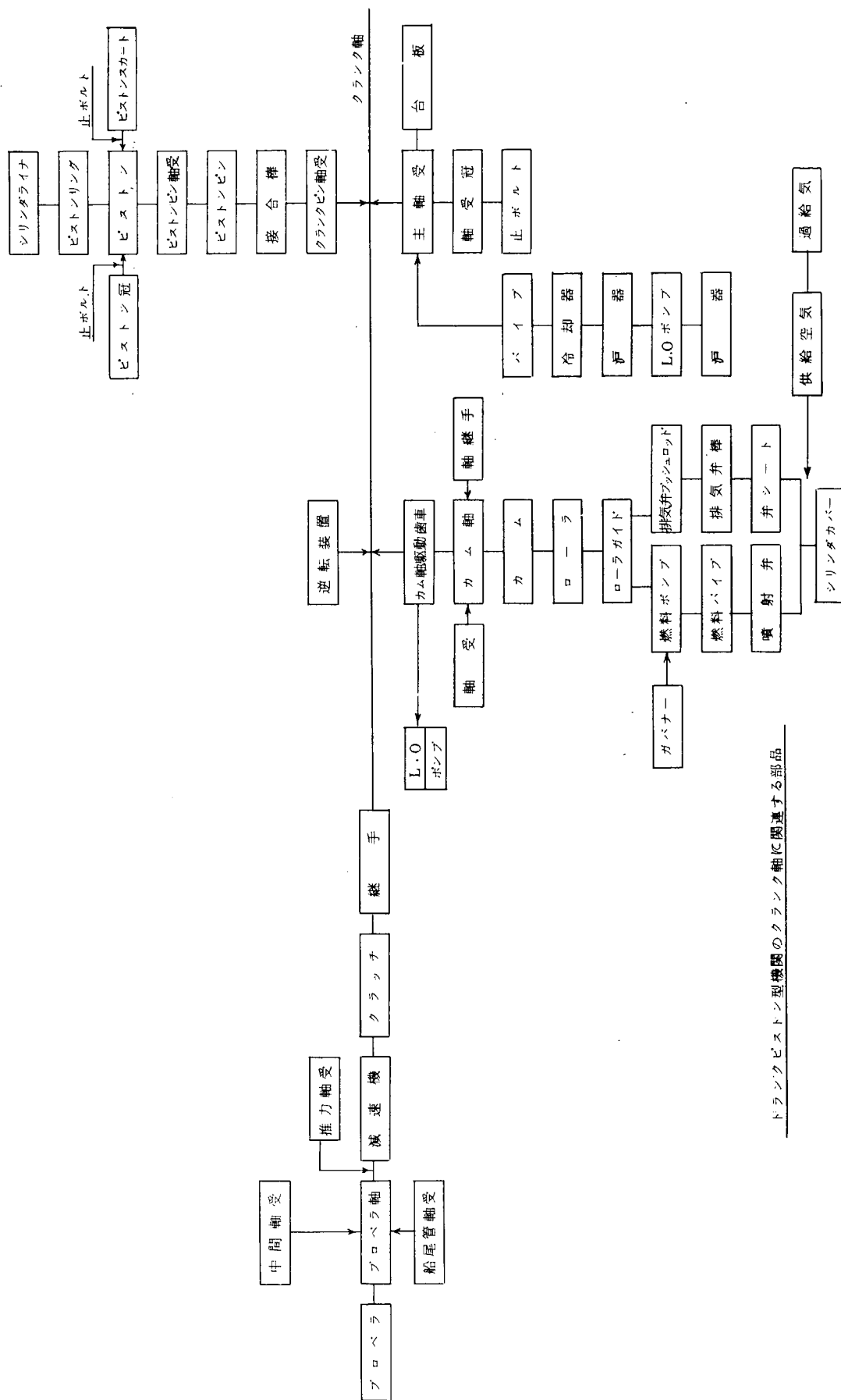
入 力	部 位	結 果
ピストン過熱 ピストン溝の摩耗 カーボンたい積 熱 変 形 ピストン側面隙間の減少	ピストンリング	こ う 着
潤滑油不足 異常変形(片当り) ピストンピン軸受の破損 ピストンピンの破損 ピストンの過熱 過 負 荷 異物のかみ込み	ピストンピン軸受	焼 付
材 質 欠 陥 軸受の偏摩耗 ピストンピンの腐食 過 負 荷 異物のかみ込み 軸受の破損	ピストンピン	破 損 (クラック)
加工精度不良 材 質 欠 陥 ナットの緩み ピストン冠の異常変形 (過大応力)	ピストン止ボルト	破 損 (クラック)
材 質 欠 陥 シート部の吹抜け シート部のクラック シート部に異物のかみ込み	排 気 弁 棒 吸 気 弁 棒	破 損
材 質 欠 陥 異常温度上昇 腐 食 噴孔の摩耗	燃 料 弁 (アトマイザー)	破 損

表 6.4 (a) キーワード一覧表の 1 部

		名称・部位	理論・原理	現象・事象	計 測	雑	
E C	D B	10～49	80～99	60～79	50～59	00～09	
1 5 6 8 0	0		推進効率	スキッシュ	ストロボ式回転計		ス
	1	滑り軸受	滑り率	随伴渦			Su
	2	スラッジ		水分			
	3	スリーブ弁		推力			
	4	スピンドル		すえ付寸法			
	5	スラスト軸受		隙間容積			
	6	スピンドルガイド		スキューイング			
	7			系通り新気量			
	8			スパークノック			
	9			滑り			
2 7 9	0			スコーリング			
	1			スティック			
	2						
	3						
	4						
	5						
	6						
E C	D B						
1 5 6 8 0	0	接線カム	正フィードバック	整定時間			セ
	1	清浄機	接線	性能			Se
	2		線図係数	積分動作			
	3		全力積	接線速度			
	4		静圧過給	節点			
	5			先端隙間			
	6			前方湾曲			
	7			切損			
	8						
	9						
E C	D B						
1 5 6 8 0	0	相当円板	総圧損失係数	掃気			ソ
	1	外開弁	相対慣性能率	早期点火温度			So
	2	そらせ板	速度線図	そり角			
	3	掃気ポート	速度変動率	掃気温度			
	4		損失馬力	掃気圧力			
	5			層状給気			
	6						
	7						
	8						
	9						

表 6. 4 (b) キーワード一覧表の 1 部

		名称・部位	理論・原理	現象・事象	計 測	雑	
E C	D B	10～49	80～99	60～79	50～59	00～09	
1	0	排 気 管	排 気 行 程	背 圧			ハ
	1	排気管制弁	排気弁の 平均流量係数	発 火 遅 れ			Ha
	2	排気タービン過給機	排気ガスタービン過給	発 火 時 期			
	3	排 気 弁	バースンス数	発 汗 冷 却			
	4	排 気 孔	爆 発 行 程	パルスジェット			
	5	はずみ車	馬力修正式	パルス効果			
	6	ばね受	波動方程式	ハンチング			
	7	バビット	半径方向の釣合い	爆 発			
	8	針 軸 受	ばね定数	馬 力			
	9	バルブスプリング	ハーモニック	はねかけ注油			
2	0	反 射 板	張 り し ろ				
	1	灰 分					
	2	パ イ プ					
	3	針 弁					
	4	歯 車					
	5	排気弁棒ブッシュ					
	6	排気弁かご					
E C	D B						
1	0	標準ストロボ円板	歪 率	ピストン間隔	非分散形 赤外線分析計		ヒ
	1	ピストン	比 出 力	ピストンリングの膠着	ピエゾ型式指圧計		Hi
	2	〃 ピン	比 推 力	ピストン温度			
	3	〃 スラップ	ビ ッ チ	表面硬化			
	4	〃 ピン軸受	表 面 積	ビッチング			
	5	〃 ピンボス	表 面 処 理				
	6	〃 棒	比 例 動 作				
	7	〃 リング					
	8	〃 リング溝					
	9	〃 冷却装置					
E C	D B						
2	0	ピストン冠					
	1	〃 ステーパー					
	2	〃 スカート					
	3	ピュリファイヤ					
	4	ピントルノズル					
	5						
	6						
	7						
	8						
	9						



クランクピストン型機関のクランク軸に関連する部品

図 6.1 クランク軸系に関連する部品の構成図

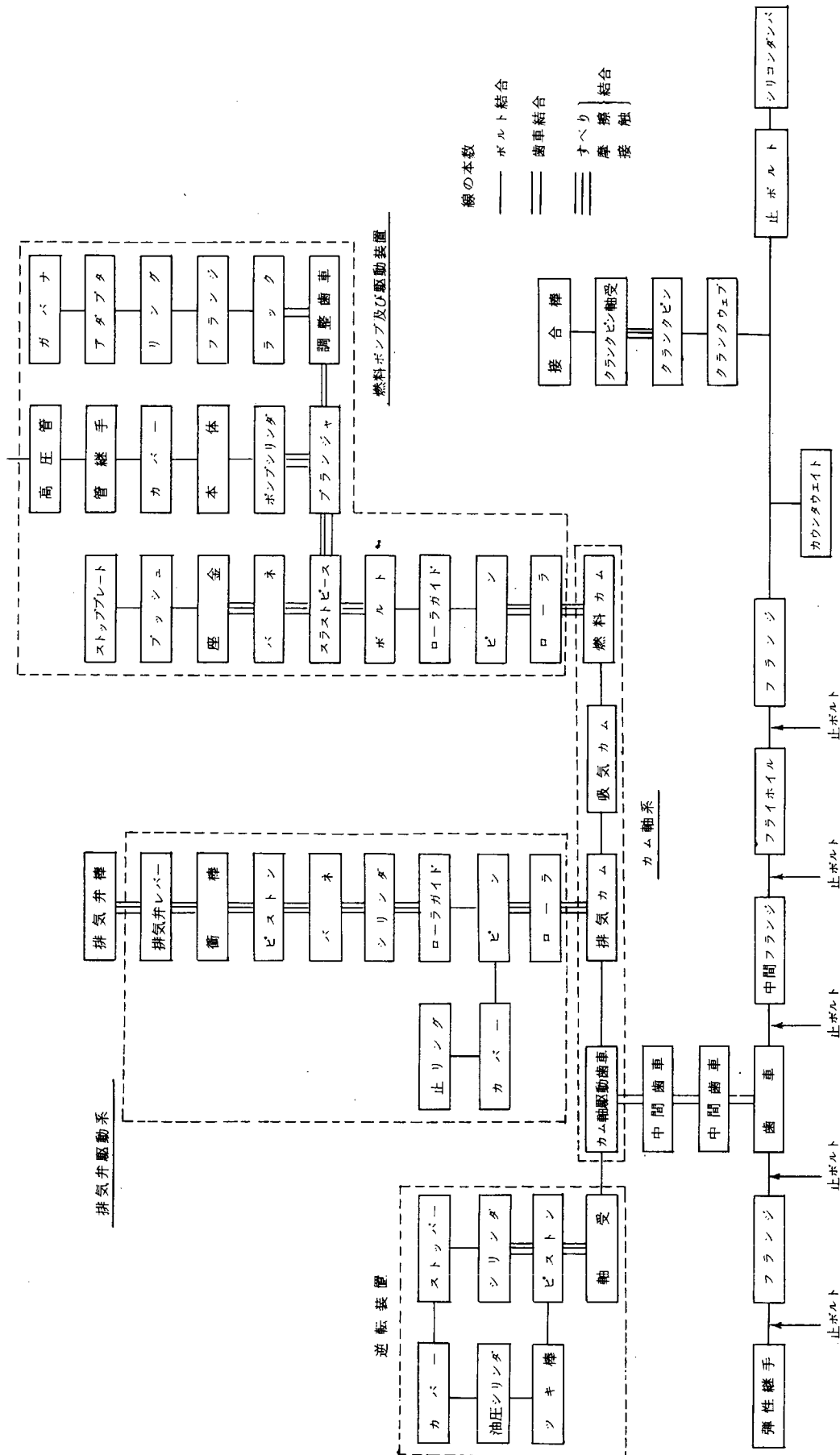


図 6.2 (a) クランク軸系に関連する部品の構成図

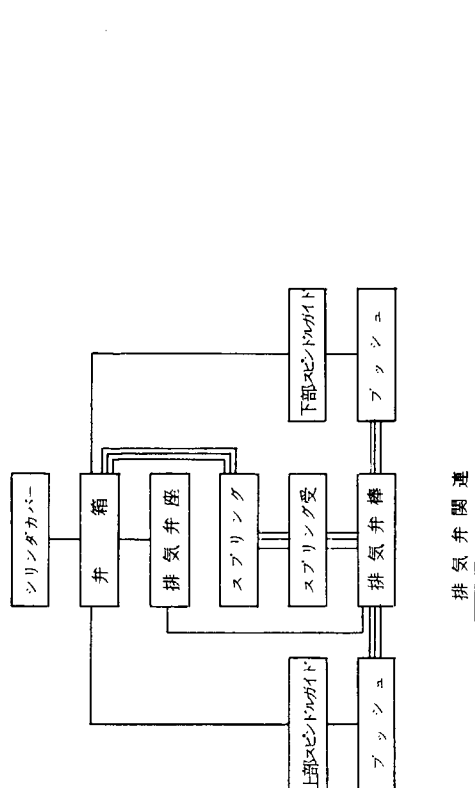
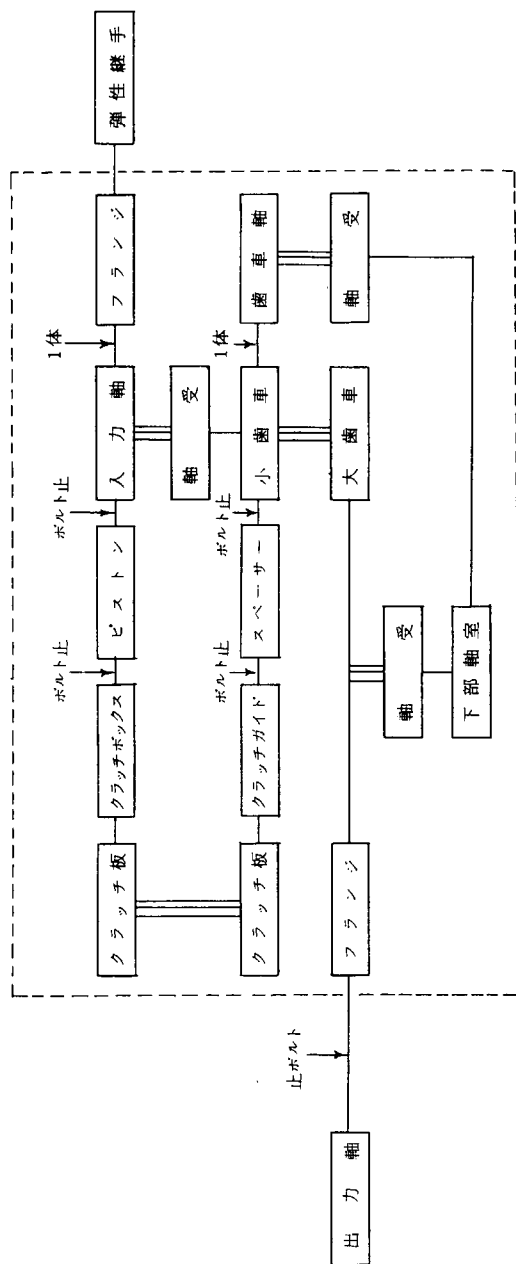
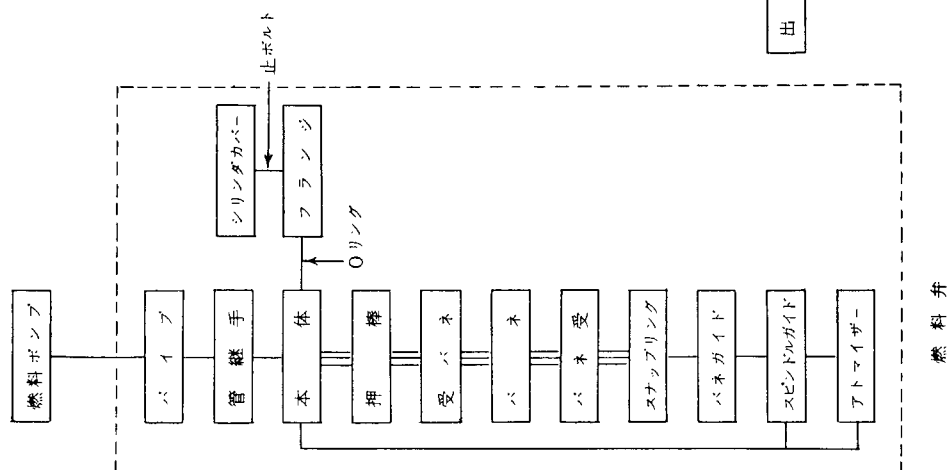


図 6.2 (c) クランク軸系に関連する部品の構成図



クラッチ付減速歯車装置

図 6.2 (b) クランク軸系に関連する部品の構成図

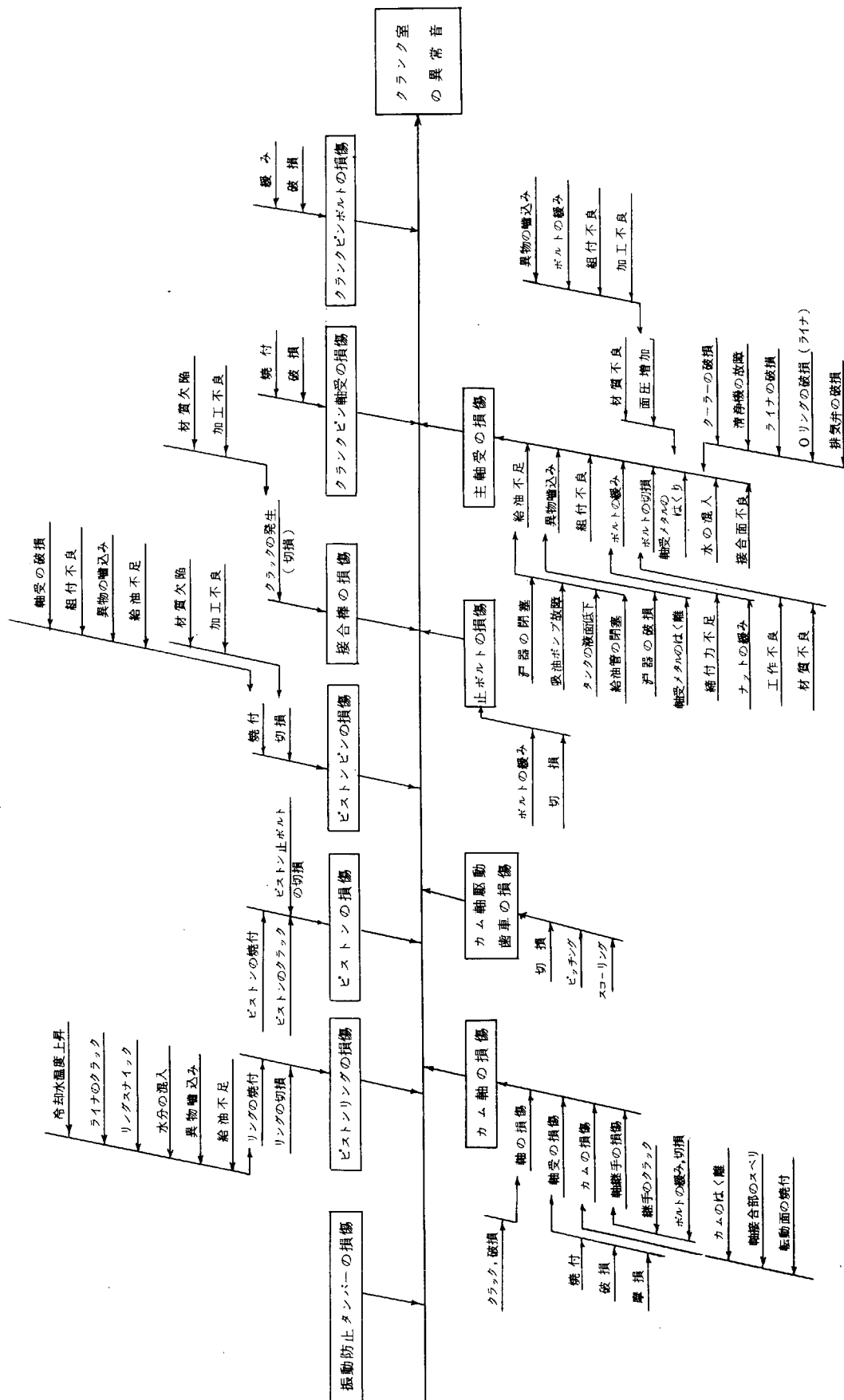


図 6.3 クラック軸に関連する部品の故障

構造・部位・場所
のコード番号

出力・結果の
コード番号

「67」

「17」

ピストンリングの「ピ」=「P1」
切損の「せ」=「8e」
アルファベットが重複
した時にはこれをバシチ

TOYO 5991		A		B		C		D		E		F		G		H		I		J		K		L		M		N		O		P		Q		R		S		T		U		V		W		X		Y		Z		AA		AB		AC		AD		AE		AF		AG		AH		AI		AJ		AK		AL		AM		AN		AO		AP		AQ		AR		AS		AT		AU		AV		AW		AX		AY		AZ		BA		BB		BC		BD		BE		BF		BG		BH		BI		BJ		BK		BL		BM		BN		BO		BP		BQ		BR		BS		BT		BU		BV		BW		BX		BY		BZ		CA		CB		CC		CD		CE		CF		CG		CH		CI		CJ		CK		CL		CM		CN		CO		CP		CQ		CR		CS		CT		CU		CV		CW		CX		CY		CZ		DA		DB		DC		DD		DE		DF		DG		DH		DI		DJ		DK		DL		DM		DN		DO		DP		DQ		DR		DS		DT		DU		DV		DW		DX		DY		DZ		EA		EB		EC		ED		EE		EF		EG		EH		EI		EJ		EK		EL		EM		EN		EO		EP		EQ		ER		ES		ET		EU		EV		EW		EX		EY		EZ		FA		FB		FC		FD		FE		FF		FG		FH		FI		FJ		FK		FL		FM		FN		FO		FP		FQ		FR		FS		FT		FU		FV		FW		FX		FY		FZ		GA		GB		GC		GD		GE		GF		GG		GH		GI		GJ		GK		GL		GM		GN		GO		GP		GQ		GR		GS		GT		GU		GV		GW		GX		GY		GZ		HA		HB		HC		HD		HE		HF		HG		HH		HI		HJ		HK		HL		HM		HN		HO		HP		HQ		HR		HS		HT		HU		HV		HW		HX		HY		HZ		IA		IB		IC		ID		IE		IF		IG		IH		IJ		IK		IL		IM		IN		IO		IP		IQ		IR		IS		IT		IU		IV		IW		IX		IY		IZ		JA		JB		JC		JD		JE		JF		JG		JH		JI		JJ		JK		JL		JM		JN		JO		JP		JQ		JR		JS		JT		JU		JV		JW		JX		JY		JZ		KA		KB		KC		KD		KE		KF		KG		KH		KI		KJ		KK		KL		KM		KN		KO		KP		KQ		KR		KS		KT		KU		KV		KW		KX		KY		KZ		LA		LB		LC		LD		LE		LF		LG		LH		LI		LJ		LK		LL		LM		LN		LO		LP		LQ		LR		LS		LT		LU		LV		LW		LX		LY		LZ		MA		MB		MC		MD		ME		MF		MG		MH		MI		MJ		MK		ML		MM		MN		MO		MP		MQ		MR		MS		MT		MU		MV		MW		MX		MY		MZ		NA		NB		NC		ND		NE		NF		NG		NH		NI		NJ		NK		NL		NM		NO		NP		NQ		NR		NS		NT		NU		NV		NW		NX		NY		NZ		OA		OB		OC		OD		OE		OF		OG		OH		OI		OJ		OK		OL		OM		ON		OO		OP		OQ		OR		OS		OT		OU		OV		OW		OX		OY		OZ		PA		PB		PC		PD		PE		PF		PG		PH		PI		PJ		PK		PL		PM		PN		PO		PP		PQ		PR		PS		PT		PU		PV		PW		PX		PY		PZ		QA		QB		QC		QD		QE		QF		QG		QH		QI		QJ		QK		QL		QM		QN		QO		QP		QQ		QR		QS		QT		QU		QV		QW		QX		QY		QZ		RA		RB		RC		RD		RE		RF		RG		RH		RI		RJ		RK		RL		RM		RN		RO		RP		RQ		RR		RS		RT		RU		RV		RW		RX		RY		RZ		SA		SB		SC		SD		SE		SF		SG		SH		SI		SJ		SK		SL		SM		SN		SO		SP		SQ		SR		SS		ST		SU		SV		SW		SX		SY		SZ		TA		TB		TC		TD		TE		TF		TG		TH		TI		TJ		TK		TL		TM		TN		TO		TP		TQ		TR		TS		TT		TU		TV		TW		TX		TY		TZ		UA		UB		UC		UD		UE		UF		UG		UH		UI		UJ		UK		UL		UM		UN		UO		UP		UQ		UR		US		UT		UU		UV		UW		UX		UY		UZ		VA		VB		VC		VD		VE		VF		VG		VH		VI		VJ		VK		VL		VM		VN		VO		VP		VQ		VR		VS		VT		VU		VV		VW		VX		VY		VZ		WA		WB		WC		WD		WE		WF		WG		WH		WI		WJ		WK		WL		WM		WN		WO		WP		WQ		WR		WS		WT		WU		WV		WW		WX		WY		WZ		XA		XB		XC		XD		XE		XF		XG		XH		XI		XJ		XK		XL		XM		XN		XO		XP		XQ		XR		XS		XT		XU		XV		XW		XX		XY		XZ		YA		YB		YC		YD		YE		YF		YG		YH		YI		YJ		YK		YL		YM		YN		YO		YP		YQ		YR		YS		YT		YU		YV		YW		YX		YY		YZ		ZA		ZB		ZC		ZD		ZE		ZF		ZG		ZH		ZI		ZJ		ZK		ZL		ZM		ZN		ZO		ZP		ZQ		ZR		ZS		ZT		ZU		ZV		ZW		ZX		ZY		ZZ	
システム名		クランク軸系の異常診断		レベル		入力		原因		構造・部位・場所		出力		結果		焼		付		ピストンリング		切		損		作製月日		上		1		2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14		15		16		17		18		19		20		21		22		23		24		25		26		27		28		29		30		31		32		33		34		35		36		37		38		39		40		41		42		43		44		45		46		47		48		49		50		51		52		53		54		55		56		57		58		59		60		61		62		63		64		65		66		67		68		69		70		71		72		73		74		75		76		77		78		79		80		81		82		83		84		85		86		87		88		89		90		91		92		93		94		95		96		97		98		99		100																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																					

図 6.4 パンチカード

表 6.6(a) クラシク軸系各部位の故障をレベル別した表

5		4		3		2		1		レベル
部位	現象	部位	現象	部位	現象	部位	現象	部位	現象	
5-a 潤滑油クーラー	汚	4-a 清浄機	故障	3-a 潤滑油	ごみ増大	2-a 摺動面	潤滑不良 ①			
		4-b 潤滑油こし器	破	2-e 動作不良	温度上昇					
		4-c 温度調整弁	破	3-b 潤滑油	給油量不足					
		4-d 潤滑油クーラー	破	3-c 潤滑油	圧力低下					
5-b 潤滑油	燃料混入	4-e 潤滑油こし器	破	3-d 潤滑油	設計不良	2-b 摺動面	当り不良 ②			
		4-f 潤滑油ポンプ	破	3-e 油	2-m 2-n					
		4-g 潤滑油ポンプ	破	3-f 軸受メタル	間隙過大					
		4-h 潤滑油タンク	破	3-g 軸受メタル	形状不良					
5-c 潤滑油	燃料混入	4-i 給油管	破	3-h 軸受メタル	組立時異物がみ込	2-c 軸受メタル 2-d 軸	間隙過小 ③			
		4-j 潤滑油	破	3-i 軸受メタル	経年摩耗					
		4-k 給油管	破	3-j 軸受メタル	工作不良					
		4-l 潤滑油	破	3-k 軸受メタル	2-i					
5-d 潤滑油	燃料混入	4-m 給油管	破	3-l 軸受メタル	3-a 3-i	1-a 主軸受	はく離 材質欠陥 きず ② 異常摩耗・焼付			
		4-n 給油管	破	3-m 軸受メタル	2-j					
		4-o 給油管	破	3-n 軸受メタル	2-k					
		4-p 給油管	破	3-o 軸受メタル	2-l					

表 6.6 (b)

5		4		3		2		1		レベル
部 位	現 象	部 位	現 象	部 位	現 象	部 位	現 象	部 位	現 象	
	3 - b	4-k 摺動面 4-l 摺動面	油膜切れ 異物かみ込	3-k 軸受メタル 3-l 締付ボルト	局部焼付 3-i 剛性不足 2-m 3-h	2-h 軸受メタル 2-i 軸受メタル	疲 勞 ⑤ 面圧過大 ④			
		4-m 潤滑油クラー	破 損	3-m 潤滑油 3-n 潤滑油	材質欠陥 劣化	2-j 軸受メタル	腐 蝕 ⑤			
		4-n シリンダライナ 4-o シリンダカバー	4-a 破 損 破 損 破 損	3-o 潤滑油	水分過大	2-k 軸受メタル 2-l 軸受メタル	キャビテーション 負荷過大 ④			
				3-p 締付ボルト 3-q ナット 3-r 締付ボルト 3-s 締付ボルト	締付力不足 緩み 工作不良 材質欠陥 2-m	2-m 締付ボルト 2-n 締付ボルト	緩み 折 損	1-b 主 軸 受	合せ面ビッチング	
							2-a 2-b 2-c 2-d 2-e 2-f 2-g 2-h	1-c クランクピン 軸受	焼 付 ①	

表 6.6(c)

5		4		3		2		1		レベル	
部	位	現	象	部	位	現	象	部	位	現	象

注 1. 各部位と現象の符号（例，1-a など）を左上に記している。

入力項目が前のレベルか同レベルで既に現われている場合はそれ以下の因果関係はその符号で代表させている。

注 2. 右上の数字（例，① など）は各項目の発生度合で数字が小さいもの程発生度合が高い。

レベル 1 ではクラシック軸系全体での発生度合を NK の統計によって求めた。（別紙参照）

レベル 2 では主軸受の異常摩耗・焼付の原因の頻度を表わしている。（内燃機関 Vol. 4, No. 40, 65-10, p76~81）

（クラシックピン軸受もこれに準ずる）

レベル 3 以降は項目の数も多く資料もまとまっていなため明確でない。

第 7 章 結 言

本研究の結果の詳細はそれぞれの章に述べられているが、本年度の研究で得られた成果を要約すれば下記のごとくである。

- (1) 昭和51，52年度に行った基礎研究によって得られた結果をもとにして実用性のある計測システムをまとめ，実用計器を試作した。
- (2) 加速度計により検出した信号を試作計器によって処理し，吸排気弁のガス洩れ，弁の作動異常が検出できることを実機による実験によって確認した。
- (3) クランク軸の異常の検出については，連接棒大端部締付けボルトにゆるみが生じた場合，またはシリンダライナのスカuffingの生じた場合，厳密には非線形問題となり解を得ることが困難であるが，フィルタ解析と名付けた方法により線形化を行い，クランク軸振動を解き実験結果とほぼ一致する結果を得た。この結果からクランク軸の異常の検出が可能であることを確認した。
- (4) シリンダライナのスカuffingについては極く軽微な状況を検出することは困難であるが，スカuffingの起り始めにおけるクランク軸の挙動の特徴を把握することができた。この問題については，本研究をもとにして今後の研究の発展を期待するとともに将来の研究に大きく寄与する結果である。