

日本船舶振興会昭和51年度補助事業  
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料 No.272

第158研究部会  
音響、振動解析による舶用ディーゼル  
機関の機械的異常診断法に関する研究  
報 告 書

昭和52年3月

社 団 法 人  
日 本 造 船 研 究 協 会

本研究は、船用ディーゼル機関の機械的異常を音響、振動によって検知診断するシステムを確立するため高速フーリエ解析装置を用いて機械的異常と音響、振動の相互関連を解明して有効簡潔な検出方法を求めるようとするものであつて、動弁・歯車系・クランク軸系の異常、排気弁シートからの吹抜け、シリンドライナのスカッフィング発生を取り上げ、基礎的実験及び小形機関・中形機関による実験を行なつた。

## は　し　が　き

本報告書は日本船舶振興会の昭和51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が第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）	池田和夫（日本郵船）
委員	安部成正（日本钢管）	今橋武（住友重機械工業）
	伊藤文男（三菱重工業）	遠藤裕久（三井造船）
	植田靖夫（船舶技術研究所）	小野義一郎（小野測器製作所）
	緒方一彦（神戸商船大学）	木村信太郎（安立電気）
	川崎昭久（富士ディーゼル）	佐山昭彦（川崎汽船）
	佐野勝志（荏原製作所）	杉本正夫（新潟鉄工所）
	杉浦嘉春（三菱重工業）	武本善之（石川島播磨重工業）
	高根健次郎（大阪商船三井船舶）	中村陽一（川崎重工業）
	徳永弘司（日立造船）	服部隆盛（昭和海運）
	永井将（日立造船）	東野一郎（大阪市立大学）
	浜本嘉輔（京都大学）	星野次郎（日本海事協会）
	平山伝治（赤阪鉄工所）	溝口泰峰（佐世保重工業）
	堀雄一（阪神内燃機工業）	山田忠之（日本無線）
	宮崎信政（ダイハツディーゼル）	秋山貞夫（大阪市立大学）
	山田真弓（ヤンマーディーゼル）	

### 診断小委員会委員名簿

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

# 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

## 目 次

第1章 緒 言 .....	1
第2章 吸排気弁の作動異常診断の研究 .....	2
1. 実験方法 .....	2
1.1 検出器 .....	2
1.2 計測システム、解析方法 .....	2
2. 解析結果 .....	2
3. まとめ .....	3
第3章 カム軸駆動歯車の異常診断の研究 .....	8
1. 実験方法 .....	8
1.1 検出器及び計測システム .....	8
1.2 解析結果 .....	8
2. 解析結果 .....	8
3. まとめ .....	9
第4章 吸気弁の圧縮もれ、排気弁の吹抜けの研究 .....	14
1. 実験方法 .....	14
1.1 検出器及び計測システム .....	14
1.2 解析方法 .....	14
2. 解析結果 .....	14
3. まとめ .....	15
第5章 クランク軸異常の検出の研究 .....	21
1. 中型船用ディーゼル機関におけるクランク軸系作動異常の検出 .....	21
1.1 まえがき .....	21
1.2 実験方法 .....	21
1.2.1 供試機関 .....	21
1.2.2 異常の設定 .....	21
1.2.3 機関の運転及び機関の正常状態 .....	22
1.2.4 計測装置 .....	22
1.3 解析方法 .....	23
1.4 解析結果及び考察 .....	23
1.4.1 平均波形解析 .....	24
1.4.2 周波数解析 .....	24
1.4.3 フィルタ解析 .....	25
1.4.4 クランク角度毎解析 .....	26
1.4.5 高域平滑解析 .....	26
1.4.6 異常信号の性質 .....	27
1.4.7 解析法の特徴（長所、短所） .....	28
1.4.8 センサーの取付位置 .....	28

1.5 まとめ	29
2. 小型船用ディーゼル機関におけるクランク軸系作動異常の検出	42
2.1 まえがき	42
2.2 実験方法	42
2.2.1 供試機関	42
2.2.2 異常の設定及び機関の運転	42
2.2.3 計測装置	42
2.3 解析方法	42
2.4 解析結果及び考察	43
2.4.1 平均波形解析	43
2.4.2 周波数解析	43
2.4.3 高域平滑解析	44
2.4.4 異常信号の発生原因	44
2.4.5 中型ディーゼル機関による実験結果との比較	44
2.5 まとめ	45
第6章 カム軸の異常検出の研究	52
1. 小型船用ディーゼル機関におけるカム軸系作動異常の検出	52
1.1 まえがき	52
1.2 実験方法	52
1.2.1 供試機関及び計測装置	52
1.2.2 異常の設定	52
1.2.3 機関の運転及びデータの採取	52
1.3 解析法	52
1.4 解析結果及び考察	53
1.4.1 カム軸端回転方向加速度	53
1.4.2 シリンダライナー加速度	53
1.4.3 シリンダカバー加速度	53
1.4.4 $\Delta\theta_2$ 主軸受台加速度	53
1.5 まとめ	54
第7章 シリンダライナのスカッフィング診断法の研究	57
1. 実験方法	57
1.1 実験装置	57
1.2 計測方法	58
1.3 実験運転及び実験経過	58
2. 実験結果とその検討	58
2.1 スカッフィング発生状況	58
2.2 スカッフィング発生時の諸現象	59
2.3 シリンダライナ、クランク軸加速度、機関発生音の周波数分析による検討	60
2.4 バンドパスフィルタ波形処理による検知	62
3. まとめ	62
第8章 結言	85

## 第1章 緒 言

この報告は昭和50年度に引きつゞき株式会社小野測器製作所において、(i)吸・排気弁の作動異常診断の研究、(ii)カム軸駆動歯車の異常診断の研究、(iii)吸・排気弁のガスもれの診断の研究結果をまとめた。

さらに、ディーゼル機関における機械的異常のうち、(i)クランク軸異常検出の研究、(ii)カム軸の異常検出の研究、(iii)シリンダライナのスカッティング診断法の研究を新課題としてとりあげ、(i)、(ii)は三井造船株式会社において、(iii)は日立造船株式会社において実施された。(i)、(ii)はクランク軸系およびカム軸系に発生する異常を軸端において検出する方法について研究したもので、数少ない検出器によって機械的異常を発見しようとする目的をもって実施されたものである。

(iii)は從来から、ディーゼル機関の異常のうち大きな問題の一つであったが、現象が複雑で対策については未だ解決されていない。本研究ではできるだけ軽微な時点でのスカッティングの発生を検出する方法について実験が実施されたものである。

なお、本研究部会には診断小委員会を設け、検出法の実験的研究と並行して、診断学的立場からも研究をすすめている。

## 第2章 吸排気弁の作動異常診断の研究

吸排気弁の作動異常には、弁間隙の不適正、弁ばねの折損等があり、このため異常振動、異常音を発する。ここでは、この異常音、異常振動を検出することによって弁の作動異常を発見する検出器、検出方法を開発することを目的とする。

前年度は、排気弁の作動異常の検出方法を見出すため、弁間隙の異常を試験機関に与えて実験を行なったが、本実験では弁ばねを異常にし、それによって発生する異常振動について行なった。

### 1. 実験方法

実験設備のレイアウト及び供試機関は、前年度報告（日本造船研究協会研究資料No.254）のものと同一である。

実験は第6気筒の排気弁の弁ばねを異常にし、振動、音を収録し、正常時と比較を行なった。

弁ばねの異常は、正常機関では二重であるばねの外側のはねを取り去り、内側のはねのみを取り付けることによって与えた。（図2.1参照）

機関の運転条件は、回転数800 rpm、負荷 5.7 kg-m (6.4 PS) で行なった。

#### 1.1 検出器

検出器は、振動加速度計をロッカー・アーム軸受に、また、排気弁の動きを検出するためIC、スライド式可変抵抗器を排気弁に取り付けた。

前年度同様、試験気筒の吸排気弁の開閉時期を確認するために、電磁ピックアップ、フォトマルチメータを使用した。

#### 1.2 計測システム、解析法

計測システム及び解析方法は、日本造船研究協会研究資料No.254中に示されたものと同様であり、解析装置としては、小野測器製CF-700型FFT信号解析装置を使用している。

### 2. 解析結果

図2.2に、供試機関の吸排気弁の開閉のタイムチャートを示す。ホトマルチメーターによって得られるタイミング・パルスは、クランク軸2回転につき1パルスであり、タイミングは第1気筒の噴射時期（試験気筒の噴射時期とは360°ずれている）に一致している。

図2.3に、信号を抽出したクランク角度を示す。これは第6気筒のTDC、排気弁開、排気弁閉の時期をフォトマルチメータによって得られる第1気筒の噴射開始から各々 76 msec, 98 msec, 150 msec の遅れ時期の後、サンプリング開始することにより抽出したこと示している。

図2.4, 2.5, 2.6に、各々のクランク角度での正常時と異常時のパワースペクトルを示す。

この中で、最も著しい違いのあるのは図2.6の排気弁の閉じるタイミングでのスペクトルである。これは、弁ばねが内側のものだけになって、全体としてはね定数が小さくなつたために着座の衝撃が弱くなり、振動レベルが小さくなつたものと考えられる。他の燃焼や排気弁の聞くタイミングでは、これほど顕著な違いは見られない。

図2.7, 2.8に、弁の開閉時の振動加速度計から得られた信号を、5KHZのハイパスフィルターを通し、サンプルした波形を示す。図2.7の排気弁開時では、正常と異常の振動レベルに違いはあまりないが、図2.8の排気弁閉時では、これによつても振動が非常に小さくなつてゐるのがわかる。

図2.9に示してあるのは、振動加速度波形を第1気筒の噴射のタイミングで同期をとり、時間軸でサンプリング

し、その絶対値を100サイクル（クランク軸200回転）平均したものである。この図で左端のNo.6 EVCとあるのは第6気筒の排気弁の閉じるタイミングである。正常の場合と比べて、弁ばねの異常の時は、レベルが小さくなっているのがわかる。

図中で、排気弁の動きとあるのは、図2.1に示したスライド式可変抵抗器の信号である。ただし、これは着座付近の信号を拡大したものである。

第6気筒の排気弁着座時に、波形の乱れが確認されるが、第4、第6気筒の爆発時にも波形が乱れていることから、この波形の乱れは抵抗器を支えているアームが振動したためのものと考えられるため、弁ジャンプの確認はできない。

### 3. まとめ

以上の解析結果から、弁ばねの折損等によって弁ばねが弱くなると、着座時の振動が小さくなる。

したがって、着座時の振動加速度をモニターすることにより、弁ばねの異常を検出できることを確認できた。

前年度の報告（日本造船研究協会研究資料No.254）、即ち、弁間隙の不適性の研究結果とここでの弁ばねの異常についてのものとにより、吸排気弁の作動異常についてまとめると次の表のようになる。

表2.1 吸排気弁異常診断難易度

	弁開時	弁閉時
弁間隙	○ レベル大	△ レベル大
弁ばね折損	×	○ レベル小

ここで、○：異常検出が比較的容易

△：“やや難しい”

×：“難しい”

表2.1は、5KHzハイパスフィルターを通しての振動加速度波形の解析に関するものである。これから、弁間隙の異常検出には弁開時のデータを解析するのが有効であることがわかり、弁ばねの折損の検出には弁閉時のものを解析すればよいことがわかる。ここで、弁間隙の異常検出は、弁閉時のデータによっても10KHz以上のハイパスフィルターを通過可能である。

これらから、弁の開閉時の振動加速度波形を監視することによって、吸排気弁の作動異常の検出が可能であると言える。

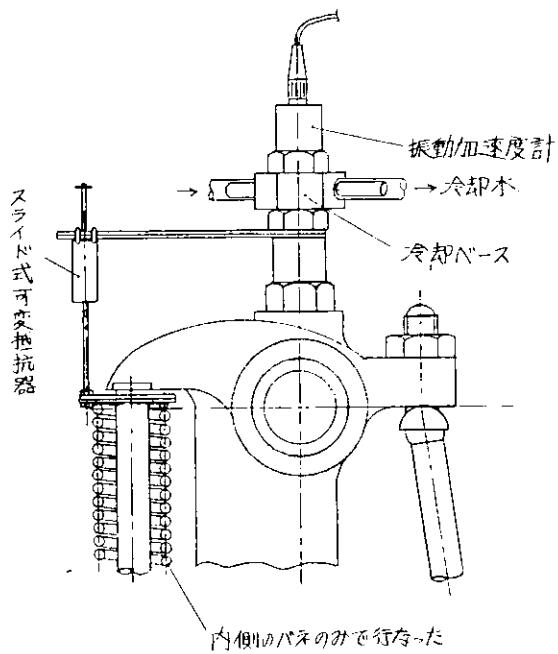


図 2.1 検出器の取付位置

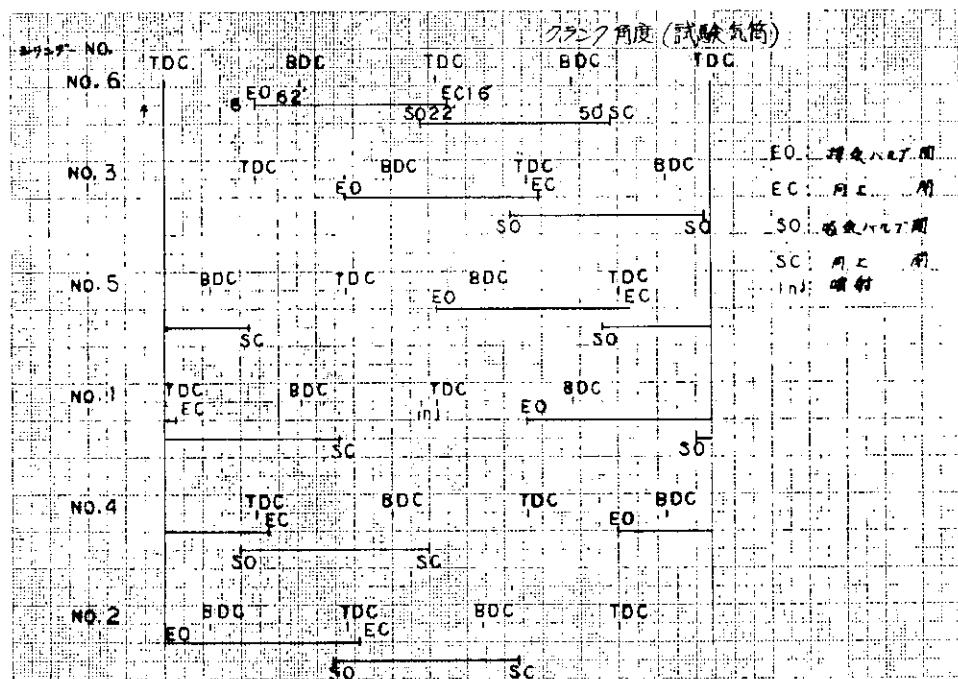
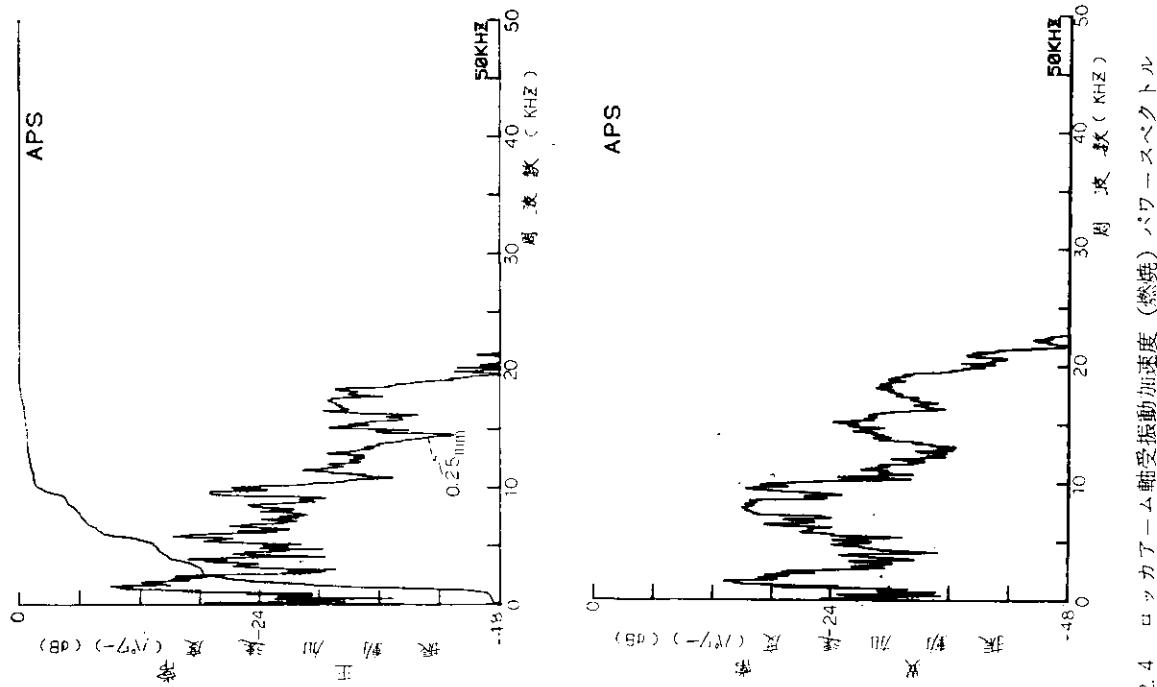
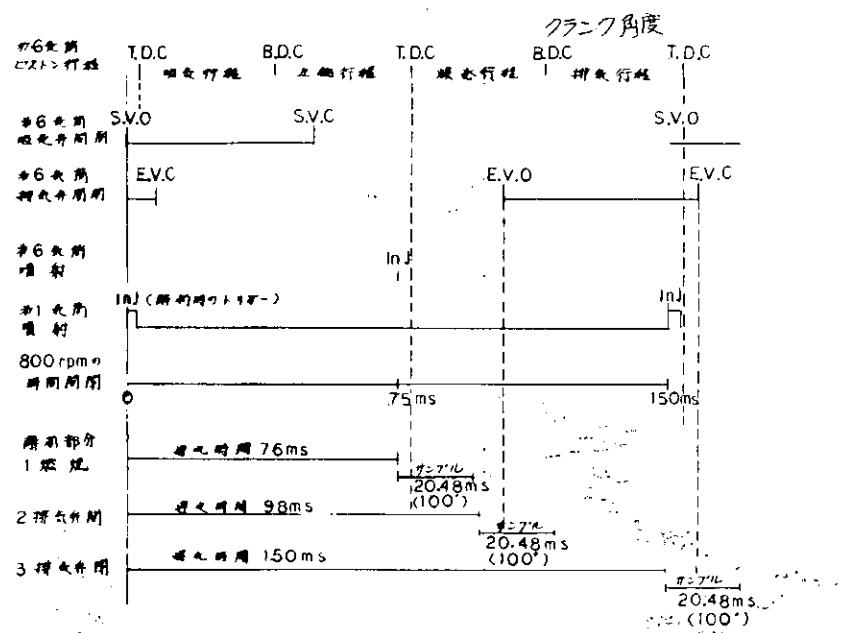


図 2.2 EH-100型正常時の吸排気弁の開閉のタイムチャート



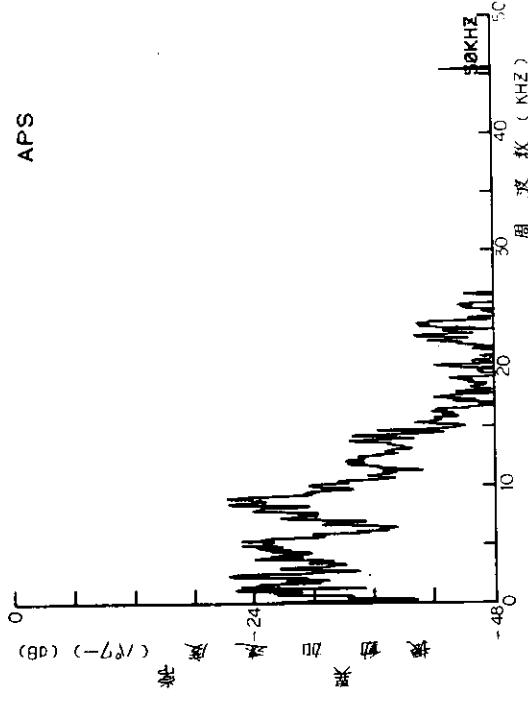
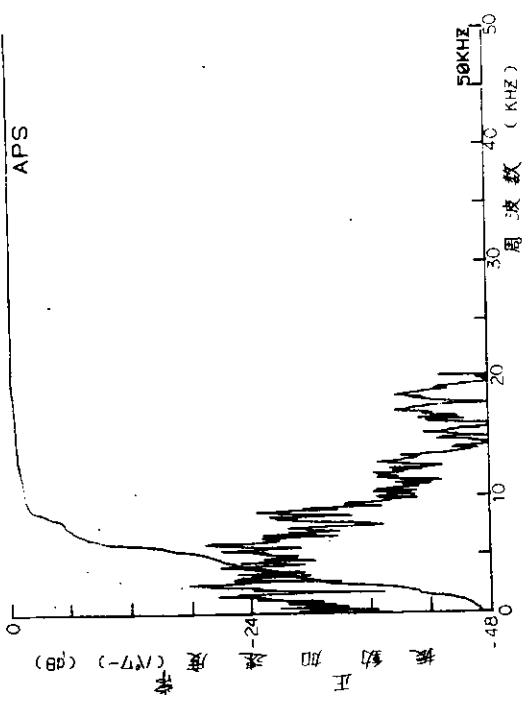


図 2.5 口 ッ カ 一 ム 振動 加速 度 (排 气 打 開) パ ラ ー ス ベ ク ツ ル

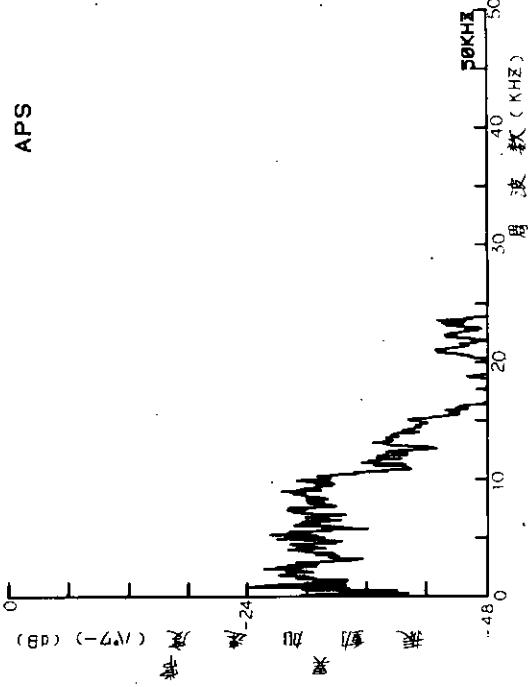
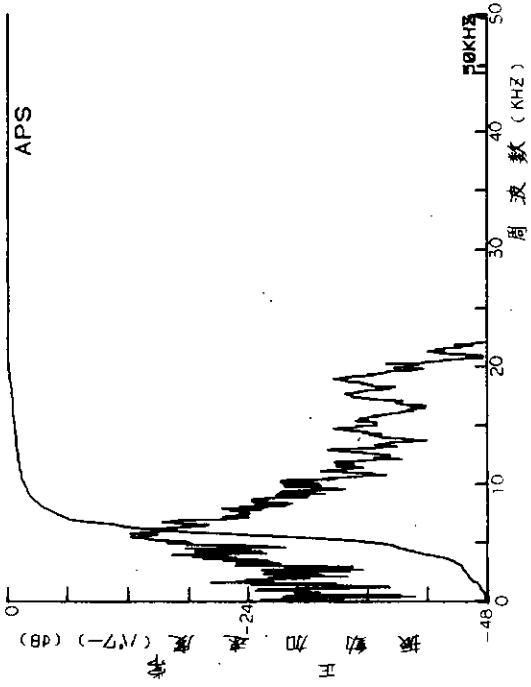


図 2.6 口 ッ カ 一 ム 振動 加速 度 (排 气 打 開) パ ラ ー ス ベ ク ツ ル

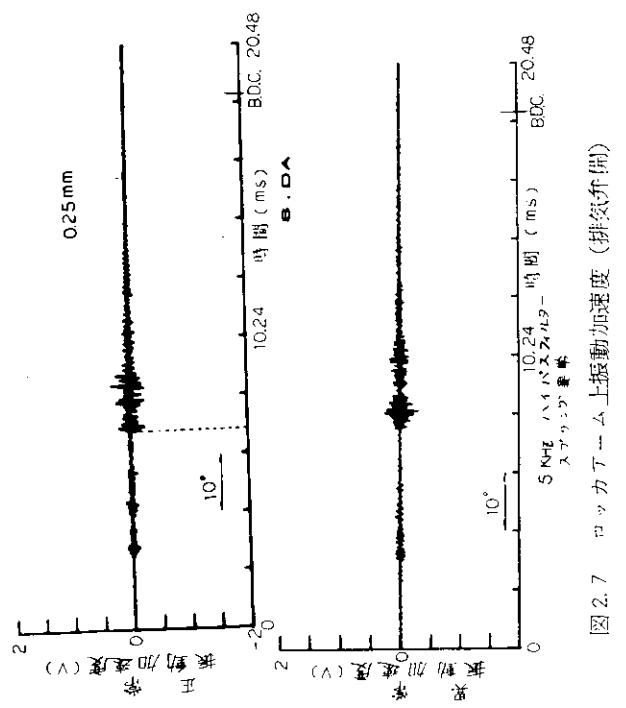


図 2.7 ロッカーム上振動加速度（排気弁開）

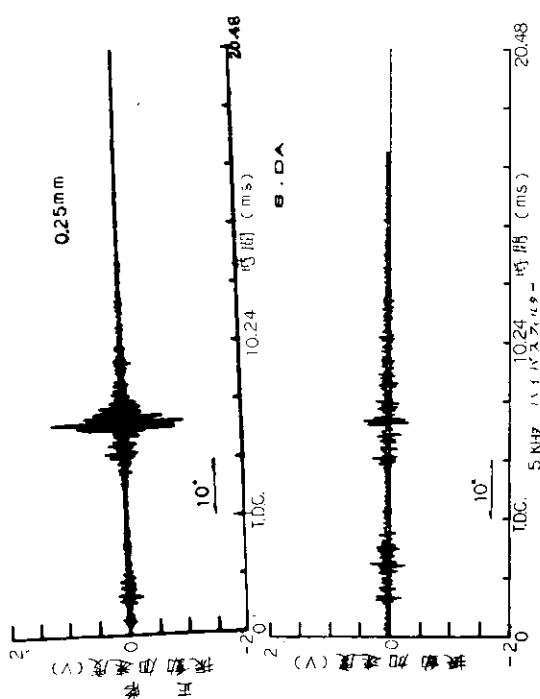


図 2.8 ロッカーム上振動加速度（排気弁閉）

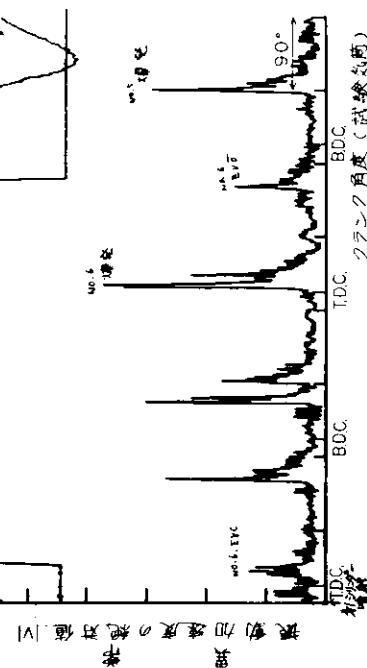
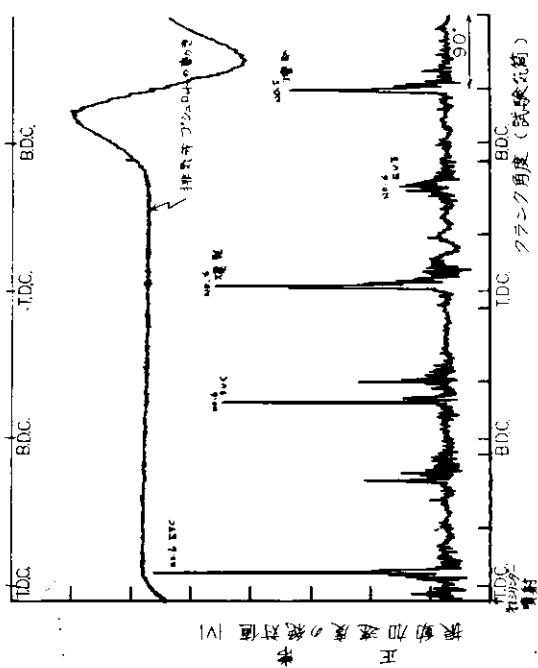


図 2.9 ロッカーム上振動加速度（100 サイクルの平均値）

### 第3章 カム軸駆動歯車の異常診断の研究

船用ディーゼル機関のカム軸駆動歯車の歯形不良を、その噛み合い音、あるいは振動によって検出、診断する方法を開発することを目的とする。

ここでは、小型ディーゼル機関のカム軸駆動歯車のケーシングに振動加速度検出器を取り付けて、内部の歯車の噛み合いによる振動について実験を行なった。

#### 1. 実験方法

実験設備及び試験機関（日野 EH100型小型ディーゼル機関）は、日本造船研究協会研究資料 No.254 で報告したものと同一である。

本章での実験は、試験機関に損傷をもつカム軸歯車を取り付けて、その噛み合いによる振動の、正常の場合と異常の場合の違いを検討することとした。

具体的には、図3.1のようにアイドル歯車と噛み合うカム軸歯車（44枚中11枚）にて $4 \times 8 \times 0.5$ の大きさの切欠きを設けた。

本章での実験の運転条件は、機関回転数1,000 rpm、負荷13.7 kg·m (19.2 PS)とした。

##### 1.1 検出器及び計測システム

機関から発生する振動の検出や、試験気筒の吸排気弁の開閉時期の確認には、前章や前年度報告と同様、振動加速度計やフォトマルチメーターを使用した。図3.2に振動加速度計の取付位置を示す。ここでは、ギア・ケーシングを本体に取り付けるためのM8のネジを利用して、振動加速度計を磁気的に取り付けている。また、本体側に直接取り付け、測定したものも一部ある。

計測システムについては、前章および前年度報告と同一である。

##### 1.2 解析方法

データの解析は、前年度と同様にして、小野測器製 CF-700型 FFT信号解析装置を行い、回転次数比分析と呼ばれる方法で行なった。

本実験では、同期サンプリング用のパルスとして、スタータ用のリングギア（121パルス/1回転）を用いたため、解析される回転次数は60.5次までである。

#### 2. 解析結果

図3.2中に示した①, ②, ③の振動加速度検出器による振動データの解析結果を図3.3, 3.4, 3.5に示す。

図中○印で囲まれた数字は、カム軸駆動歯車の噛み合いの回転次数に相当するもので、22次となる。一方、□で囲まれた数字は、損傷歯車を用いた場合の切欠きのある歯による噛み合いの回転次数に相当するものであり、5.5次もしくはその倍数となる。その他の数字は、種々の原因による振動の回転次数を示している。すなわち、3.6, 9等は、爆発による振動の回転次数を表わしている。

図3.3中に示されている検出器①からのものによれば、正常時に比べ異常時では、損傷歯の噛み合いによる異常振動の次数に相当する11次、16.5次のところでピークが出ているのがわかる。この場合5.5次のものが識別できないのは、爆発による振動に埋もれてしまうためであると考えられる。同様に、図3.4（検出器②）からは11次の異常振動が表われていることがわかる。一方、図3.5（検出器③）からは、11, 16.5次のいずれのピークも確認されない。

これらから、次の事が言える。異常の発生場所に近い検出器では、異常による振動に埋もれがちであまり明確ではなく、少し検出位置が遠くなるとほとんど分析不可能となる。

前年度報告によれば、歯車の噛み合い振動は負荷が大きくなるにしたがって特徴的になるということであったが、ここで実験したカム軸駆動歯車は、負荷があまり大きくなく、その噛み合いの条件はそれほど過酷ではないと考えられる。加えてこれらの歯車は、はすば歯車であるため、一枚毎の歯の噛み合いによる振動を抽出することは一層困難であると思われる。今回設定した程度の損傷による異常を検出するのには、このような条件が大きく影響してしまうものと思われる。

### 3. ま　と　め

以上の実験結果から、カム軸駆動歯車の異常診断について、次のようなことがいえる。

- 1) カム軸駆動歯車の極く近くの検出器は、損傷歯の噛み合いによる異常振動をとらえることができた。
- 2) しかし、カム軸駆動歯車は負荷が小さいことなどから、採用した損傷の程度では、はっきりと異常診断するのは難しい。

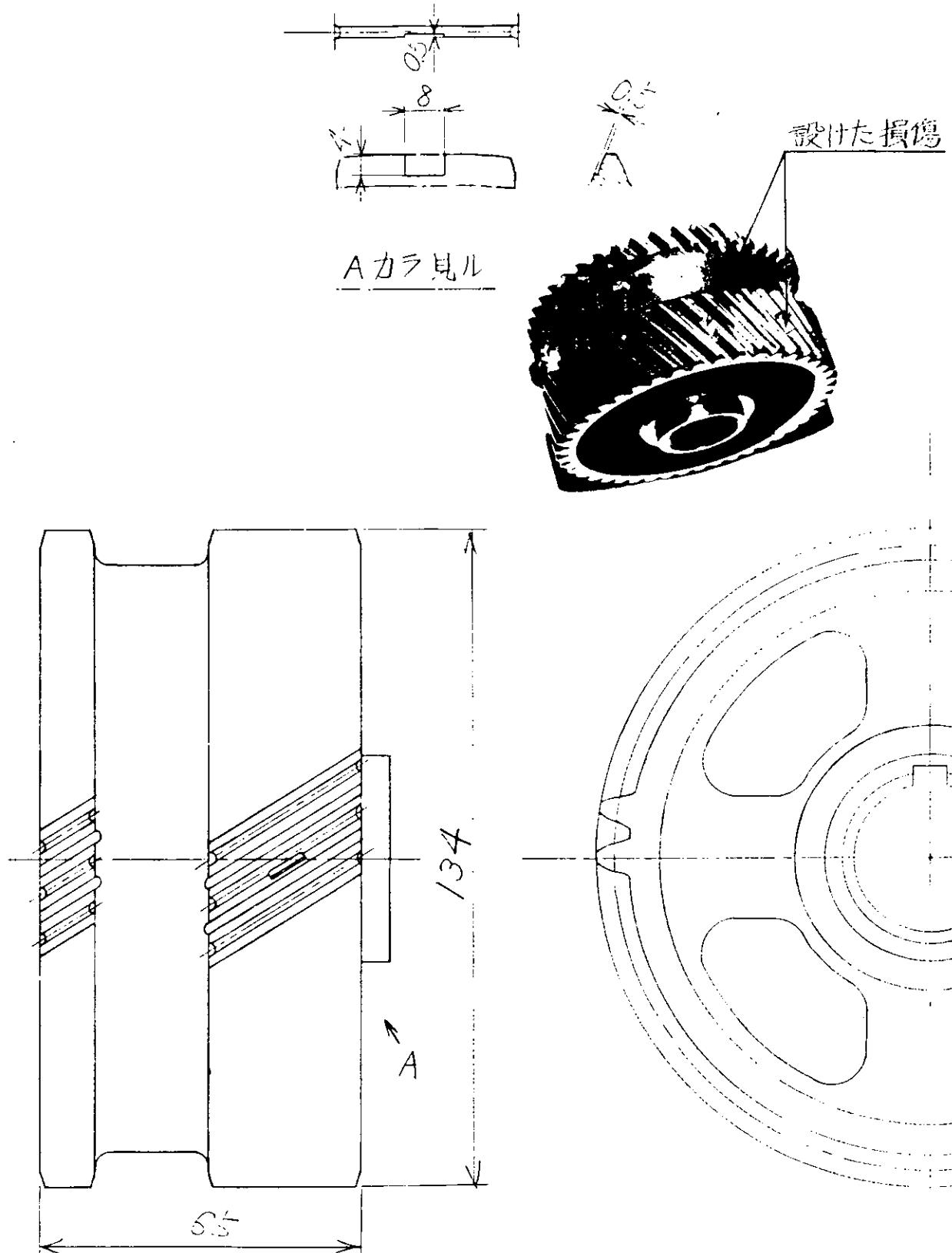
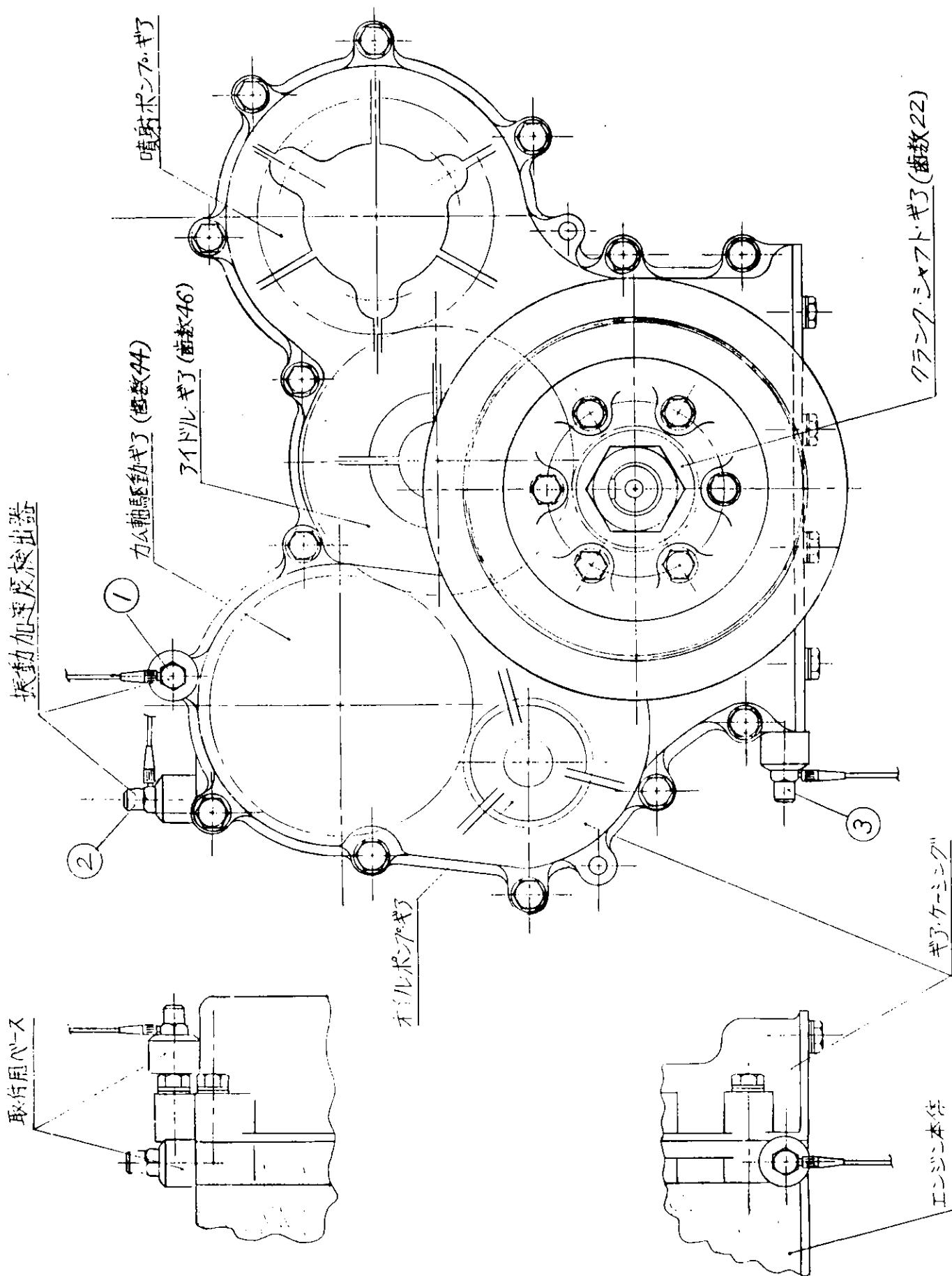


図 3.1 使用した損傷カム軸駆動歯車（歯数 44 枚）

図3.2 振動検出器取付位置



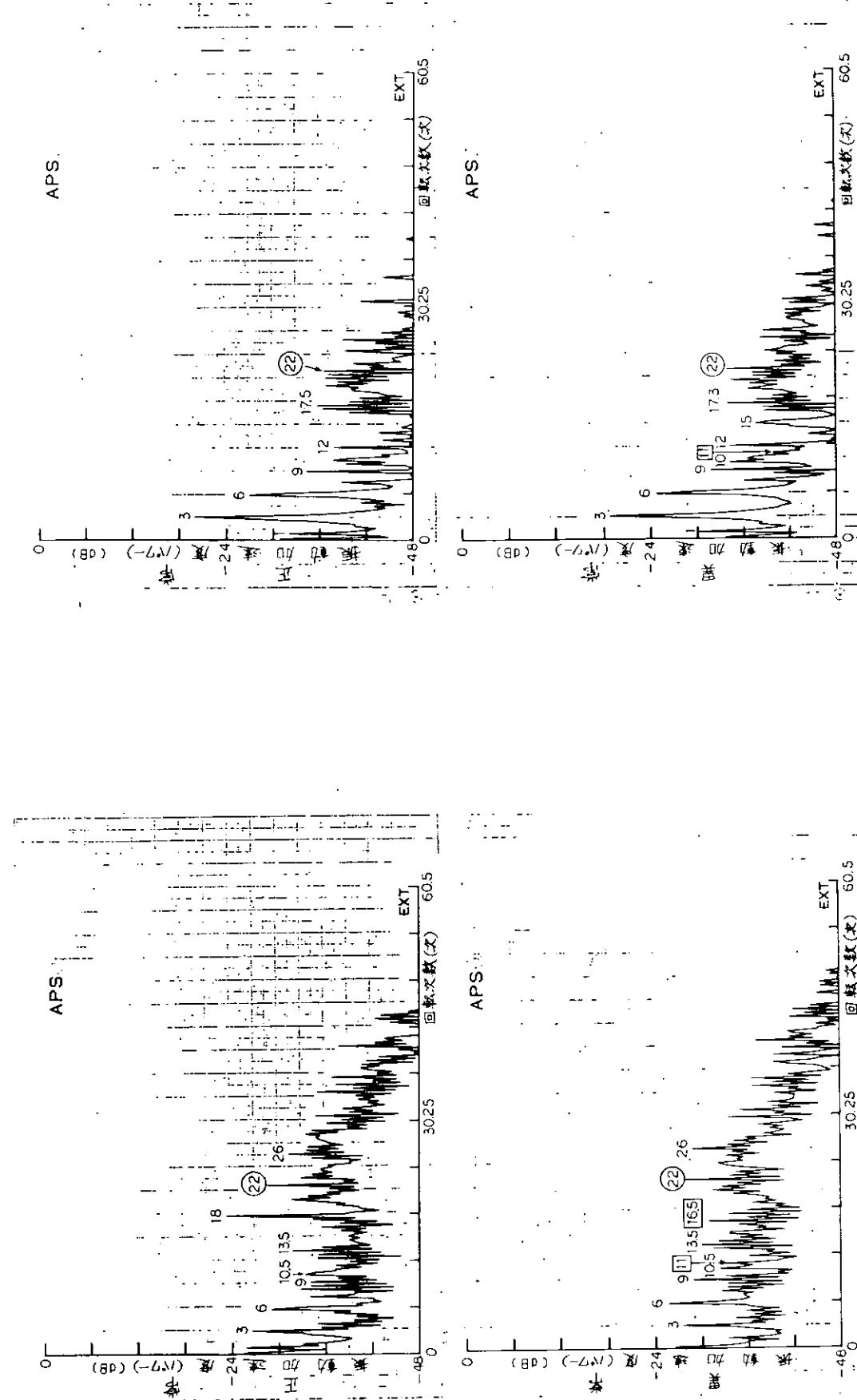


図 3.3 検出器①(図 3.2 参照)の次数分析

図 3.4 検出器②(図 3.2 参照)の次数分析

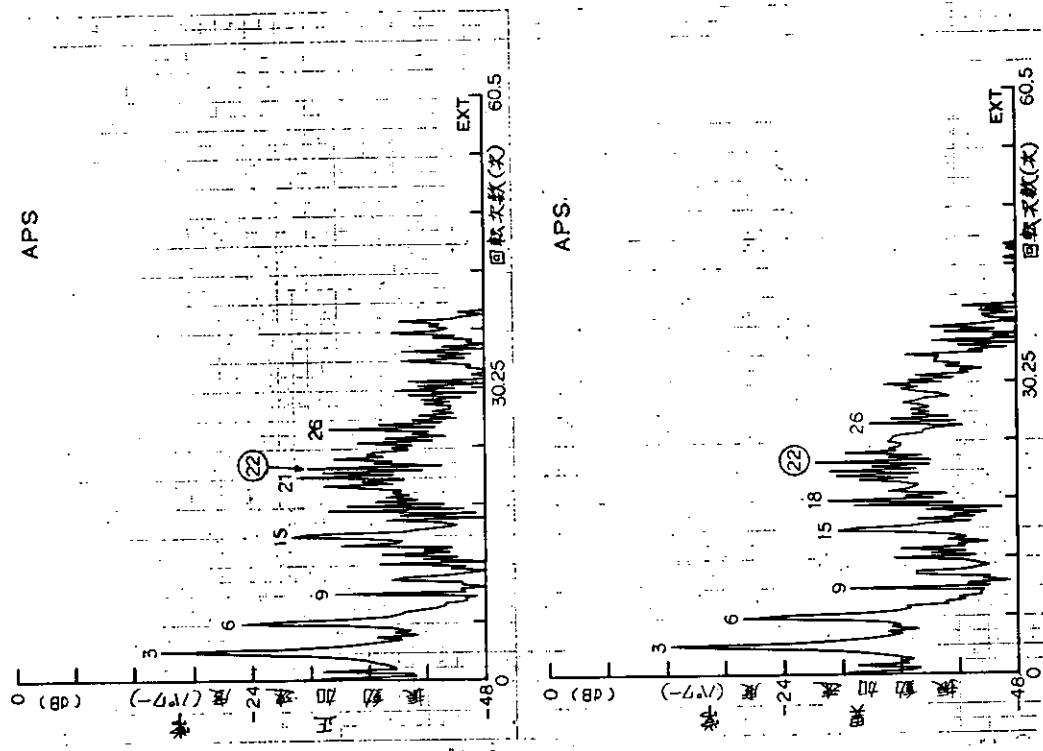


図3.5 検出器③(図3.2参照)の次数分析

## 第4章 吸気弁の圧縮もれ、排気弁の吹抜けの研究

昭和50年度は排気弁の弁間隙をなくすことにより、排気弁の吹抜けの研究を行なったが、本年度は実際に排気弁に傷をつけて上記の実験、研究を行なった。

### 1. 実験方法

実験設備及び試験機関は、前年度報告（日本造船研究協会研究資料No.254）中のものと同一である。

実験は、試験機関の第6気筒の排気弁に図4.1のような切欠きをつけ、ガスもれを発生させて行なった。

具体的には、幅4mm、深さ0.5mmの切欠きを排気弁着座部分に設けたものを使用した。

本章での実験の運転条件は、機関回転数1,000 rpm、負荷11.5 kg·m (16 PS)とした。

#### 1.1 検出器及び計測システム

機関から発生する振動の検出や、試験気筒の吸排気弁の開閉時期の確認には、前年度報告や前章等と同様、振動加速度計やフォトマルチメーターを使用した。図4.2、4.3に振動加速度計の取付位置を示したように、検出の対象は第6気筒の排気枝管の振動である。

計測システムについても、前章等と同様である。

#### 1.2 解析方法

データの解析は、小野測器製CF700型FFT信号解析装置で行なったが、前年度の場合（日本造船研究協会研究資料No.254 P105以降参照）と同様本章での実験においても排気管振動における正常時と異常時の違いは、燃焼時期以外ははつきりとは認められなかつた。したがつてデータの解析は、第6気筒燃焼時の排気管振動について行なつた。

具体的には、第1気筒の噴射タイミングパルスから約60msの時間遅れを設け、サンプル間隔10μs、サンプル数2,048でサンプリングを行ない、燃焼時のデータ解析を行なつた。

### 2. 解析結果

図4.4および図4.5(a) (b) (c)に第6気筒燃焼時の排気枝管の振動の波形（5kHzハイパスフィルターを通したもの）を示す。図4.4は正常な排気弁を用いた場合の結果であり、図4.5は損傷を与えた排気弁を用いた場合（以後異常時と称す）のものである。

正常の場合には、振動波形の振幅はサイクル毎には変化せず安定していた。一方、図4.5に示されているように異常時には、振動の振幅の変動が大きくなっている。

これは、異常時には吹抜けによる燃焼の不安定化のため、一回毎の燃焼状態が大きく変化することによるものと考えられる。

この振幅の変動は、平均化して振動波形をとらえる場合には埋もれてしまい、5kHzハイパスフィルタを通してのものでは分析しにくい。

そこで、正常時と異常時との間の振動の違いをより明確にとらえるために、第6気筒の燃焼時の排気枝管の振動を、その振幅の最大値頻度分布によって比較した。図4.6、4.7はその結果である。図4.6が正常時のもの、図4.7が異常時のものである。両図から正常の場合は、その振動の振幅が安定している（横軸の振幅値の広がりが小さく、0.33V付近の頻度が極めて高い）のがわかるが、異常の場合には、振幅のばらつきが大きく振動が不安定である（横軸の広がりが大きく頻度が極端に高いところがない）のが、より明確に認められる。

次に、前年度報告と同様にして、10KHzのハイパスフィルタを用い、高周波成分での比較を行なった。図4.8、4.9 (a), (b)にその結果を示す。これらの図から次のようなことがわかる。すなわち、正常時のものは振幅が小さく燃焼開始に伴う振動の立上り部分が急峻であるが、異常時のものは、振幅が大きく立上り部分が若干緩慢であり、その波形は正常のものに比べ高周波成分が多く含まれている。そして、異常時のものからは燃焼による振動がより長く続いていることも認められる。

図4.10、4.11は、10KHzハイパスフィルタを通し、半波整流、包絡線検波した10個のデータを波形平均したものである。図4.12、4.13は、同様にして15KHzハイパスフィルタを通したものである。これらの図において正常時と異常時との差は、振幅のピーク値には表されておらず、振動の継続時間や振動波形に表されている。

すなわち、異常時には燃焼状態が不安定であるので、振動振幅のピークの時間的位置がばらつき、波形平均されると正常時のものとピーク値では大差なくなってしまう。一方、燃焼状態が不安定になれば燃焼時間は長くなるし、燃焼後半もしくは燃焼直後の吹き抜けによって振動に2番目のピークが生ずると考えられる。

これらから、排気弁に損傷を与えて吹き抜けが起きると、燃焼前の圧縮もれや、燃焼の不安定化を起こし、それらは、排気枝管の振動の高周波成分として表われる。このことは、前年度報告（日本造船研究協会資料No.254 P73～P111）の結果と一致している。

### 3. ま と め

以上の結果から、排気弁のガスマれによる異常検出について、次の事が言える。

- 1) 排気弁のガスマれによっての異常振動は、燃焼時期に起き、それはそのタイミングで排気管振動をとらえることによって検出できる。
- 2) この場合、ハイパスフィルタのカットオフ周波数値の設定などが問題点として残るが、より高周波な成分に着目することにより異常検出は明確になるようである。

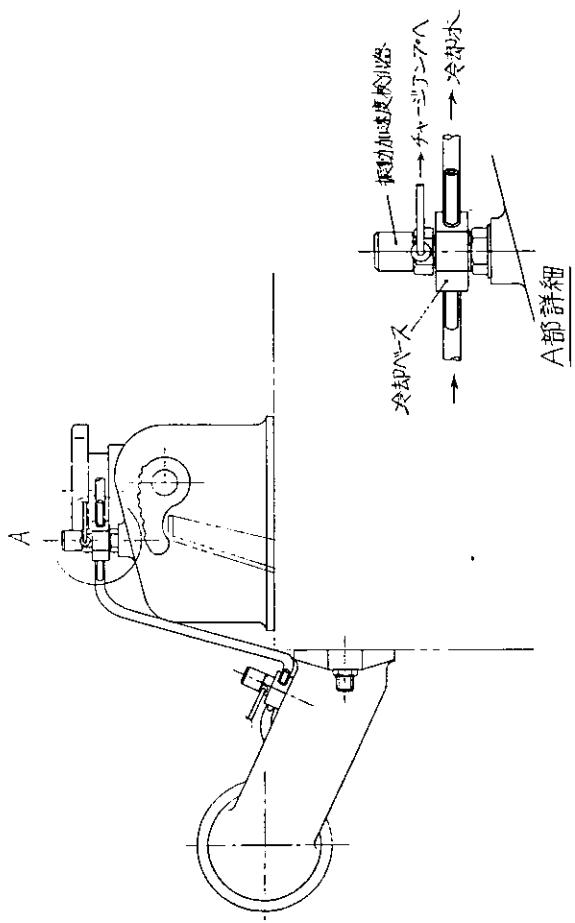


図4.2 振動検出器取付位置

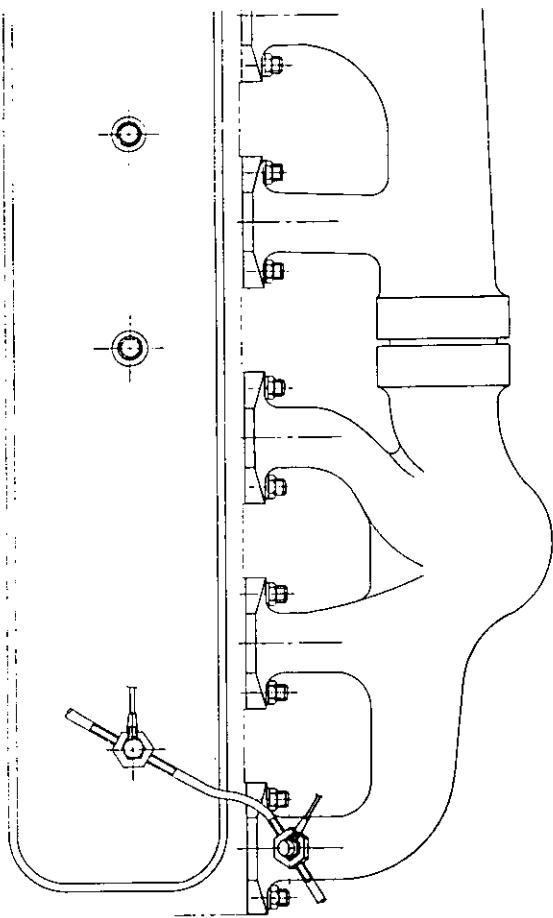


図4.3 振動検出器取付位置

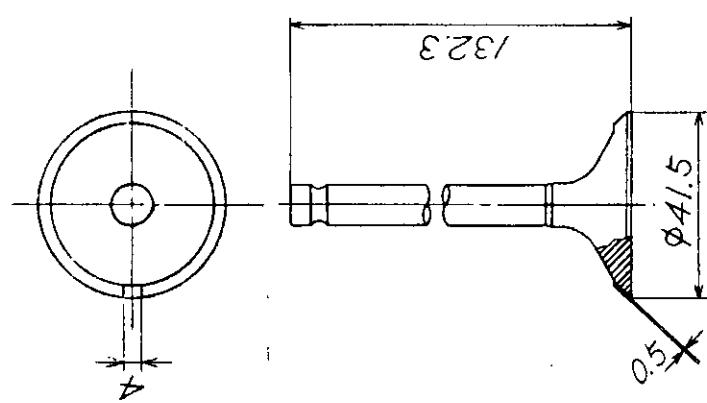


図4.1 使用した損傷排气弁

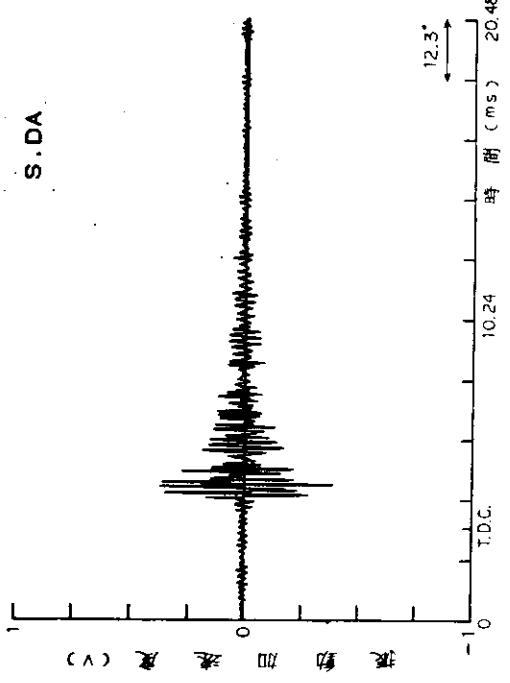


図 4.4 正常な排気弁を用いた場合の排気管振動 (5KHzハイパス)

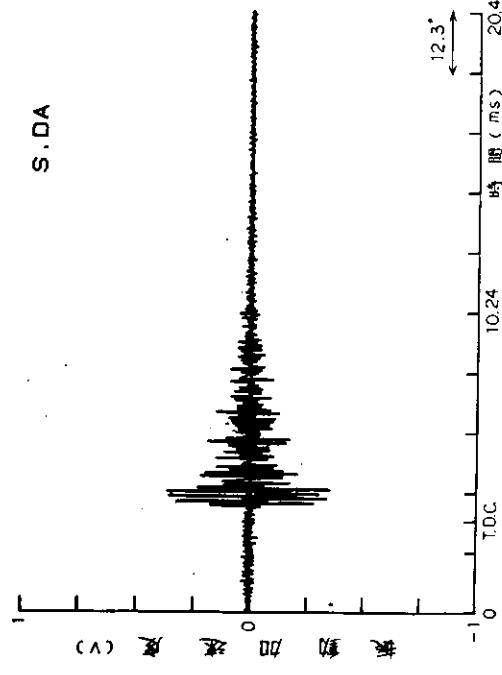


図 4.5 (b) 損傷排気弁を用いた場合の排気管振動 (5KHzハイパス)

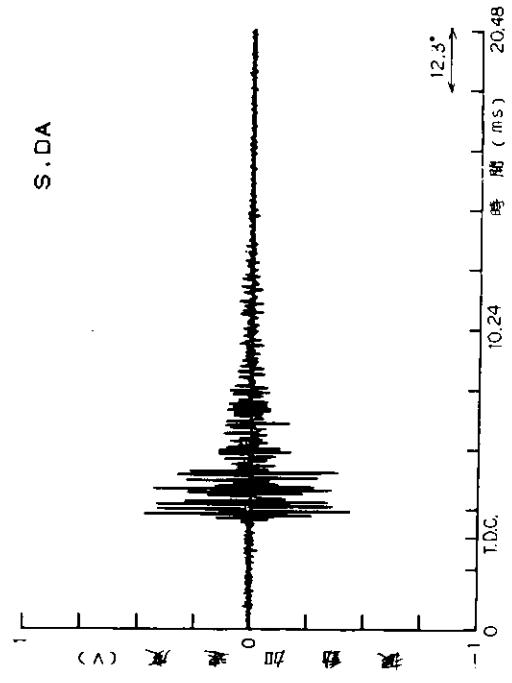


図 4.5 (c) 損傷排気弁を用いた場合の排気管振動 (5KHzハイパス)

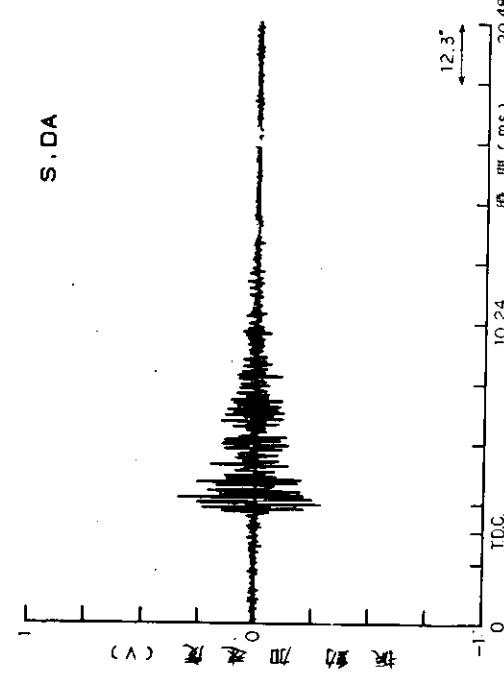


図 4.5 (d) 損傷排気弁を用いた場合の排気管振動 (5KHzハイパス)

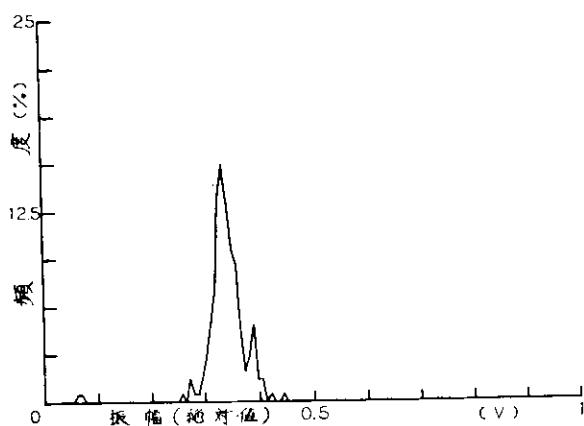


図 4.6 排気管振動の振幅の最大値頻度分布（正常弁—爆発時期）

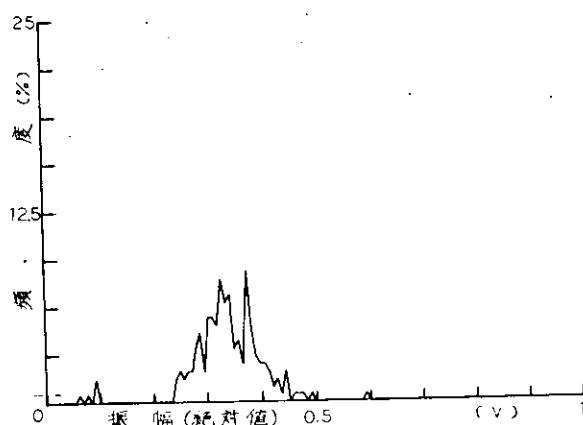


図 4.7 排気管振動の振幅の最大値頻度分布（異常弁—爆発時期）

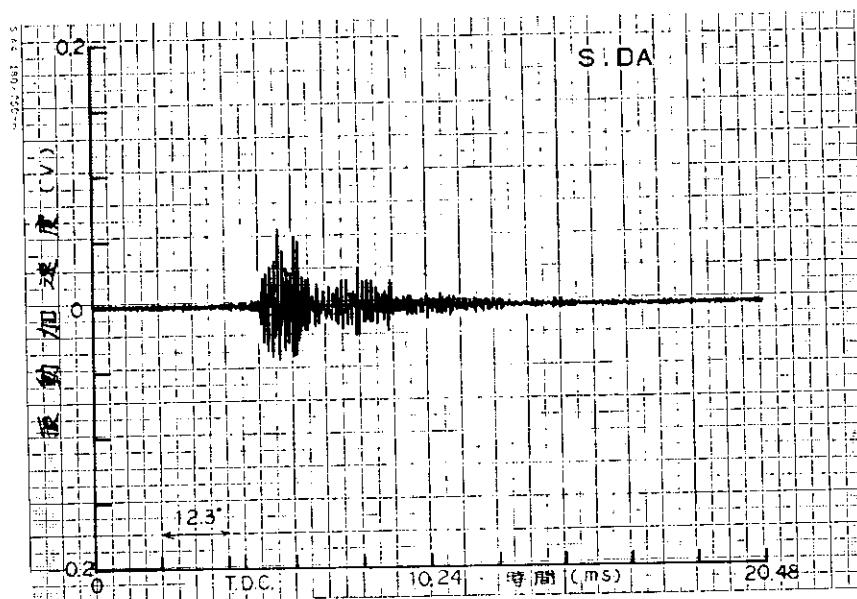


図 4.8 正常な排気弁を用いた場合の排気管振動（10 KHzハイパス）

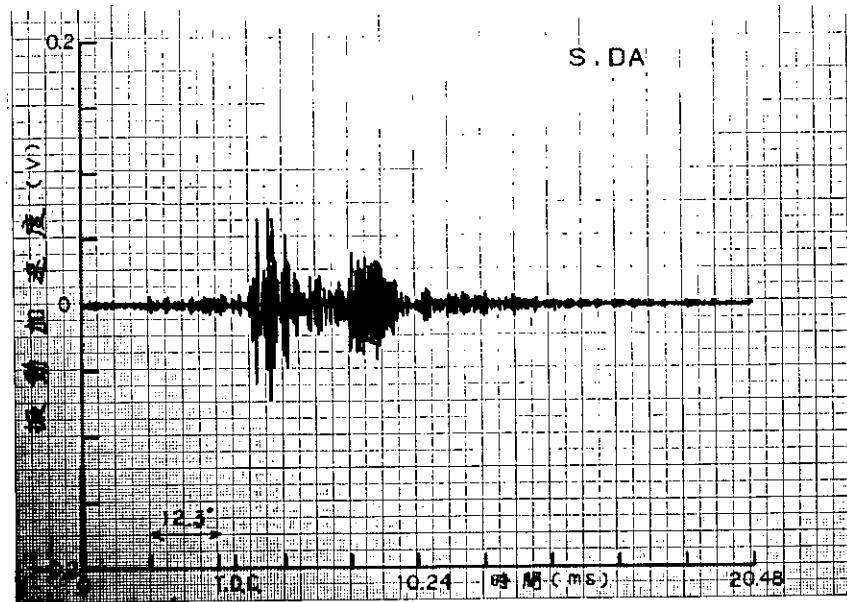


図 4.9 (a) 損傷排気弁を用いた場合の排気管振動 (10 KHz ハイパス)

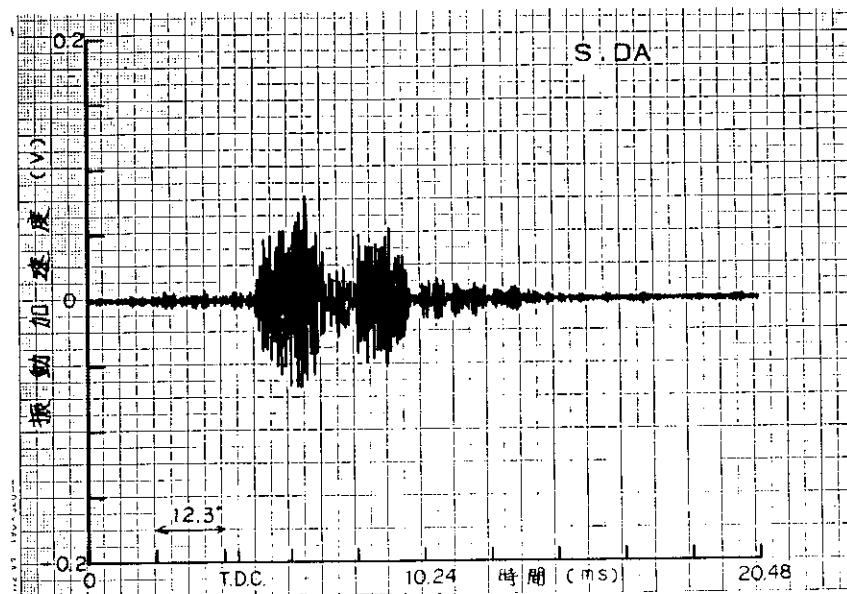


図 4.9(b) 損傷排気弁を用いた場合の排気管振動 (10 KHz ハイパス)

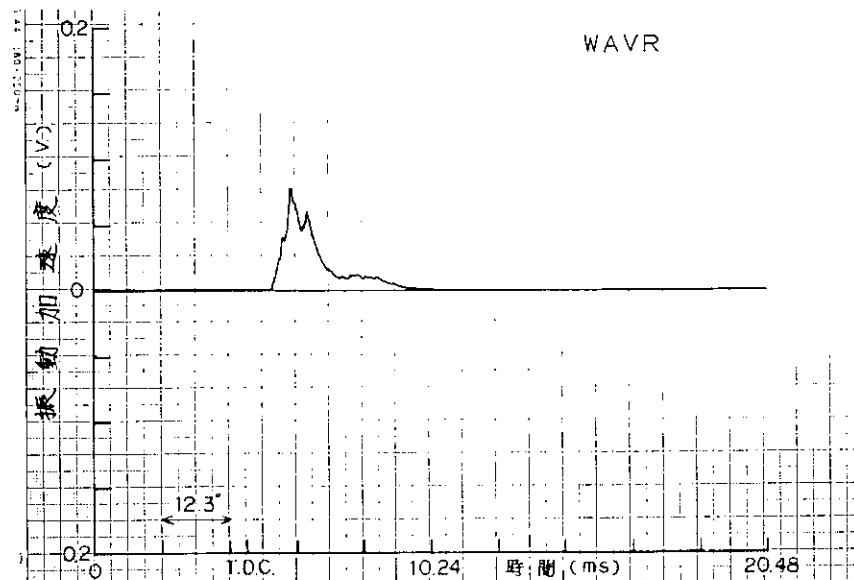


図 4.10 正常時の振動データの包絡線検波波形 (10 KHz ハイパス、10回の平均)

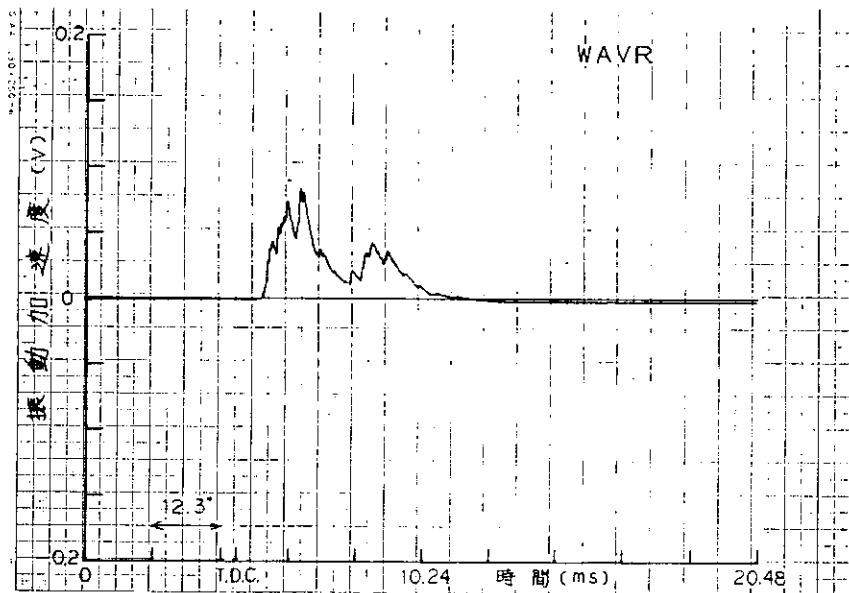


図 4.11 異常時の振動データの包絡線検波波形 (10KHz ハイパス、10回の平均)

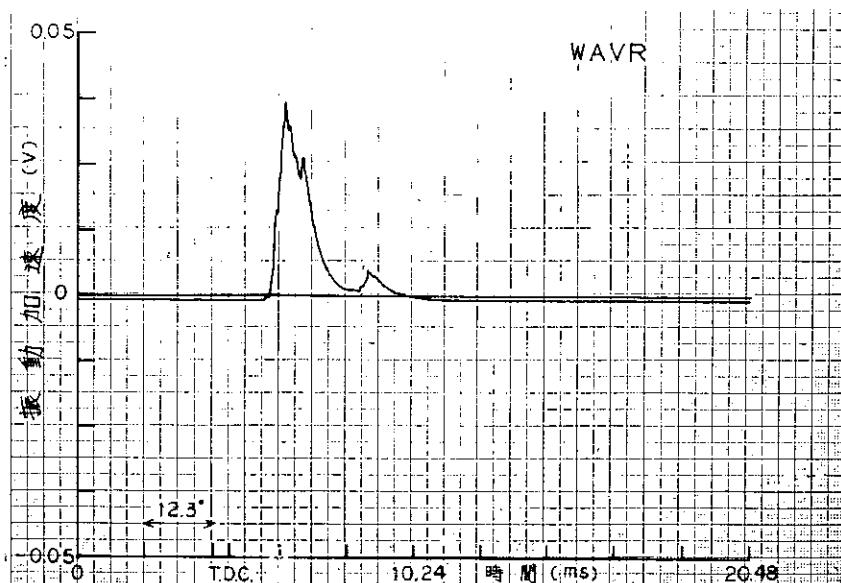


図 4.12 正常時の振動データの包絡線検波波形 (15KHz ハイパス、10回の平均)

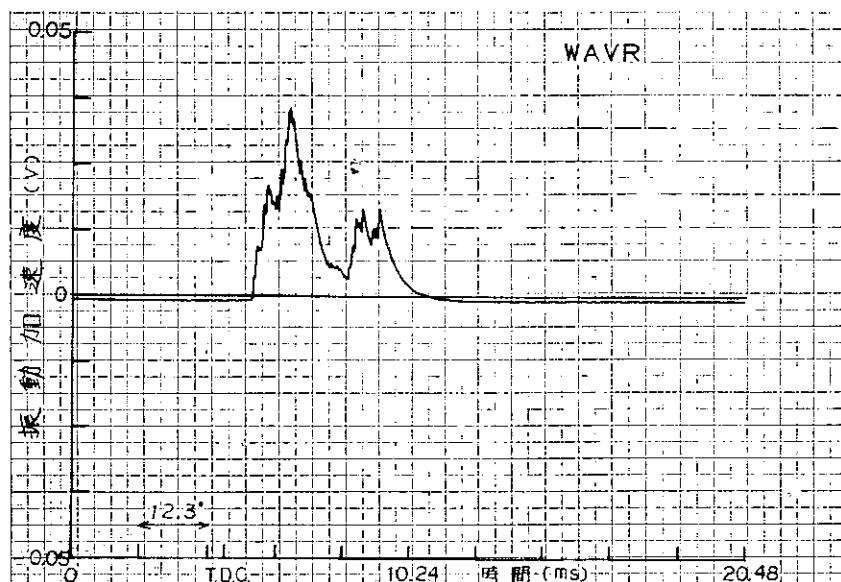


図 4.13 異常時の振動データの包絡線検波波形 (15KHz ハイパス、10回の平均)

## 第5章 クランク軸異常の検出の研究

### 1. 中型舶用ディーゼル機関におけるクランク軸系作動異常の検出

#### 1.1 まえがき

クランク軸系の作動に関する異常としてはシリンダライナーとピストンリングの焼付、シリンダライナーとピストン本体の焼付、主軸受・クランクピン軸受の焼付、主軸受など軸受の摩耗による間隙過大、連接棒大端部締付ボルト・バランサー取付ボルトのゆるみ、折損等が挙げられる。これらの異常はその進展の度合により、機関に重大な影響を及ぼすだけでなく、人命にもかかわるきわめて危険なものである。

しかし、これらの異常を軽度なうちに発見する検出器は未だ開発されておらず、また熟練した機関員の勘に頼る発見も困難とされており、従って早期の異常発見は、再三にわたる機関の解放検査以外に適切な方法がないのが実情である。

本研究はこれらの異常の早期発見及び検出法の簡便化を目的として、クランク軸端に伝達される種々の信号を計測し、異常現象と採取された信号の関連性について調査を行ない、クランク軸端の振動によってこれらの異常が検出可能かどうか、またその方法等につき検討を加えたものである。なお本研究では、連接棒大端部締付ボルトのゆるみを異常の代表として選び実験を行なった。

#### 1.2 実験方法

##### 1.2.1 供試機関

表5.1.1に本実験で使用した機関の主要目を示す。また、図5.1.1にはその外形図及びシリンダ配置図を示す。

表5.1.1 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機関
シリンダ数	8-60°V
シリンダ径×行程	280mm × 380mm
定格回転数	650 rpm
定格出力	2,400 PS
掃気方式	単流掃気4排気弁

##### 1.2.2 異常の設定

実験はP-1シリンダの連接棒で異常を発生させた場合（P-1異常と略記する）、S-1シリンダの連接棒で異常を発生させた場合（S-1異常）、及びS-3シリンダの連接棒で異常を発生させた場合（S-3異常）の3種の場合につき行なった。

異常の設定は、図5.1.2及び表5.1.2に示したように、連接棒大端部締付ボルトを正規の締付状態からゆるめて行なった。

表 5.1.2 異常の程度及び略号

異常の種類	異常の程度	図中記号
P-1 異常	$d = 0.5\text{mm}$	A B N O R M A L
S-1 異常	$d = 1.0\text{mm}$	A B N O R M A L
S-3 異常	$d = 0\text{mm}$ (肌じめ) $d = 1.0\text{mm}$	A B N O R M A L (1) A B N O R M A L (2)

### 1.2.3 機関の運転及び機関の正常状態

供試機関は2サイクルトランク型機関であるが、中型船用ディーゼル機関では4サイクル機関が主流を占めつつある。

2サイクル機関では、ピストンが上死点側にあるときは常にガス圧力が作用し、ピストンピンとピストンピンメタル、クランクピンとクランクピンメタルはそれぞれ図5.1.3 (b),(c) のように接触しており、またピストンが下死点側にあるときは往復運動部の慣性力のため、図5.1.3 (a),(b) のように接触している。従ってピンとメタルの接触点（面）は概して変化しない。

一方4サイクル機関の排気吸入行程では、往復運動部の慣性力によってピンとメタルの接触点（面）は図5.1.4 (a),(b),(c),(d) のように変化する。

従って本実験で発生させる連接棒大端部締付ボルトのゆるみなどの異常に対しては4サイクル機関の方がより危険であることは容易に推測できる。

このような理由から、本実験では4サイクル機関を模擬する意味で、異常を発生させたシリンダの排気弁を取り除き、燃料をカットして機関の駆動は他の7シリンダで行なう運転法をとり、異常を発生させたシリンダでは4サイクル機関の排気吸入行程に相当する作動を起こさせた。このため連接棒大端部締付ボルトを正規の状態に締め付けた正常時の信号もそれぞれの異常に対応させて採取した。

機関の運転は、機関正常時にも存在する機関本来の持つ信号レベルを小さくするため、無負荷運転とし、回転数は548 rpm、479 rpm、380 rpmで行なった。

### 1.2.4 計測装置

図5.1.5に計測装置組立図を、図5.1.6に同装置写真を示す。また表5.1.3には使用したセンサー及び計測機器の型式、性能等を示す。センサーはクランク軸端回転方向、軸方向、半径方向に加速度変換器M6.1, M6.2, M6.3を第1シリンダクランクアーム回転方向、半径方向に加速度変換器M6.4, M6.5を図6に示すよう取り付けた。

表 5.1.3 計測機器

機器名	型式名	性能等	メーカー
加速度変換器	815A2	レンヂ: $\pm 250g$ 周波数応答: $6\text{KHz}$ 感度: $10\text{mV/g}$ 共振周波数: $40 \pm 6\text{KHz}$	Kistler
カップラー	549		Kistler
シャフトエンコーダ	T S 1 1 2 7 - 5 V 2 7 7 A Z	3,600 pulse/rev	Tamagawa-Baldwin
フィルター	F V-624	遮断周波数: $0.1\text{Hz} \sim 199.9\text{KHz}$ 減衰傾度: $24\text{dB/oct}$	エヌエフ
直流増幅器	6L-3		三栄測器
データレコーダ	R570	FM記録 周波数特性: 最大 $20\text{KHz}$	TEAC

これら 5 個のセンサーで採取される信号は、同じくクランク軸端に取り付けたピエゾトロンカップラーを通り、インピーダンス変換されて、スリップリングを介して外部に取り出される。

また、クランク軸端の微少な回転変動は図に示したアイドラーを介し、シャフトエンコーダに伝えられ、回転変動は周波数変調された 1 回転当たり 3,600 のパルスとなって取り出される。

外部に取り出された信号は、図 5.1.7 計測機器ブロックダイヤグラムに示されるよう、適宜処理されてデータレコーダに記録される。

ここで加速度変換器で採取された信号は 2 つの経路を通ってデータレコーダに記録されるが、これはデータレコーダの記録方式が FM 方式のため、最高 20 KHz までの周波数特性しか有しておらず、それ以上の周波数成分も記録したいためにとった処置である。

従って、加速度変換器で採取される信号は、20 KHz を境に低周波数域と高周波数域に分離され、別々のチャンネルに記録される。

図 5.1.8 に信号の高周波数成分の処理概略法を示す。

### 1.3 解析方法

データレコーダに記録された信号は図 5.1.9 解析機器ブロックダイヤグラムに示したように、YHP 社製 5451 B Fourier Analyzer System によって解析される。ここで(1)は通常使用する回路で、(2)は「クランク角度毎解析」時のみ使用する。

使用した解析関数は「平均波形」、パワースペクトル（「オーバーオール解析」及び「クランク角度毎解析」）の 2 種類である。

これら解析関数については、いずれも前年度報告書（第 2 章「中型船用ディーゼル機関における排気弁作動異常の診断」）で説明しているので、その説明は省略する。

信号の平均波形をとる場合、前年度ではデータレコーダに記録された信号をそのまま平均化したが、今回はその他にバンドパスフィルターを使用して、記録された信号のある周波数成分のみの平均化も行なった。この解析法を便宜上「フィルター解析」と呼ぶことにする。

また、信号の高周波数成分のみを、整流平滑した後、平均化する解析法を「高域平滑解析」と呼ぶことにする。

従って、センサーによって採取された信号は表 5.1.4 に示す 5 種類の解析法で処理が行なわれる。

以下表に示された解析法名称のもとに議論を進める。

表 5.1.4 解析法名称

解析法名称	使用する解析関数
平均波形解析	「平均波形」
周波数解析	パワースペクトル（オーバーオール解析）
フィルター解析	「平均波形」
クランク角度毎解析	パワースペクトル（クランク角度毎解析）
高域平滑解析	「平均波形」

### 1.4 解析結果及び考察

先述のように実験は「P - 1 異常」、「S - 1 異常」、「S - 3 異常」で行なわれ、また機関の回転数は 548 rpm、479 rpm、380 rpm の 3 種類であった。

しかし、これらの実験で得られたデータは余りにも膨大であるので、ここではセンサーの位置と異常発生の位置が距離的に一般性をもつと思われる、「S-3異常」で機関回転数 548 rpm の場合のデータを主体に説明する。しかし、回転数の違いによるデータの相違や異常発生の位置の違いによるデータの相違については、適宜他のデータを併用して説明する。

#### 1.4.1 平均波形解析

図 5.1.10～図 5.1.13 にクランク軸端回転方向加速度、クランク軸端軸方向加速度、クランクアーム回転方向加速度、クランク軸端回転変動速度の平均波形を示す。いずれも上段が正常時の波形、中段が異常(1) ( $\alpha=0\text{mm}$ ) 下段が異常(2) ( $\alpha=1.0\text{mm}$ ) の波形である。横軸はクランク角度で、縦軸は前者 3 図について、センサー取付位置の加速度、図 5.1.13 については変動分角速度である。

これらの図から判ることは、図中○印を附した近辺において、正常時信号と異常時信号に差異が生じており、異常の程度が大きいほどその差異が顕著である。

また、それらの差異が生じているクランク角度は、S-3 シリンダ上死点前約 50 度である。正常異常の差異はクランクアーム回転方向加速度において最も顕著であり、次にクランク軸端回転方向加速度及びクランク軸端軸方向加速度の順となっている。

次に、異常発生の位置を変えた結果を図 5.1.14、図 5.1.15 に示す。

これらは各々「P-1 異常」クランク軸端回転方向加速度、「S-1 異常」クランク軸端回転方向加速度である。上段が正常時の波形、下段が異常時の波形である。これらも図中○印を附した近辺で正常と異常に差異が生じており、それらの差異が生じるクランク角度は「P-1 異常」の場合は S-3 シリンダ上死点前約 20 度、「S-1 異常」の場合は S-3 シリンダ上死点後約 40 度である。

次に「S-3 異常」で機関回転数 380 rpm におけるクランク軸端回転方向加速度を図 5.1.16 に示す。この場合も「S-3 異常」548 rpm の場合と同じく、S-3 シリンダ上死点前約 50 度付近から正常と異常に差異が生じている。

これら差異の生じる時期とそれぞれのシリンダの上死点の時期を整理すると図 5.1.17 のようになる。

いずれの異常においても、当該シリンダの上死点前約 50 度付近から信号に差異が生じているのが判る。

#### 1.4.2 周波数解析

図 5.1.18～図 5.1.24 に前述の図 5.1.10～図 5.1.16 に対応する周波数解析結果を示す。横軸はいずれも周波数で解析の上限周波数は 5 KHz である。縦軸は図 5.1.21 を除いてすべて加速度のレベルであり、図 5.1.21 は変動角速度のレベルである。単位はいずれもデシベルでその基準値は表 5.1.5 に示す。

表 5.1.5 基 準 値

信 号 名 称	基 準 値 (0 dB)
クランク軸端回転方向加速度	10 g
クランク軸端軸方向加速度	10 g
クランクアーム回転方向加速度	10 g
クランク軸端回転変動速度	1 rad/sec

なお、結果は平均波形を周波数解析したものではなく、生データを周波数解析し、平均をとったものである。

(平均回数100回)

周波数1 KHz以下については図5.1.25～図5.1.31で説明することとして、ここでは周波数1 KHz以上について述べる。

これらの図を見て判るように、いずれの図においても特に顕著なピークは認められず、また正常異常にも差異はほとんど認められない。ただ、図5.1.21 クランク軸端回転変動速度では1.1 KHzに鋭いピークが生じているが、これはセンサー取付台の固有振動によるものと推測される。

また、図5.1.18、図5.1.22、図5.1.23（いずれもクランク軸端回転方向加速度）で3 KHzから4 KHzの間に2ヶ所谷ができるが、この原因は判明していない。

次に、図5.1.25～図5.1.31と同じく前述の図5.1.10～図5.1.16に対応する、解析の上限周波数が1 KHzの周波数解析結果を示す。

横軸、縦軸の単位、基準値等は上限周波数が5 KHzの場合と同じである。

解析結果の特徴は、正常異常いずれの場合もなだらかなスペクトル分布の上に機関回転数を基本周波数とする高次成分が、鋭いピークとなって重なって現われていることである。

正常異常を比較してみると、200 Hz±50 Hzのレベルにおいて異常の方が約10デシベル大きくなっている。この傾向はほとんどの図について言える正常と異常の差異である。

従って、平均波形で指摘した正常異常の差異は、これと等価なものであろうと思われる。

クランク軸の自然振動数は、計算によると表5.1.6に示す通りであり、振動モードは図5.1.32に示す通りである。また実測によってもこの数値はかなり正確なものであることが確認されている。

従って200 Hz近辺の差異は、機関の異常によって3節のねじり振動が励振され、発生したものではないかと考えられる。この理由については後で述べる。

表5.1.6 クランク軸自然振動数

Nodes	Frequency
1	66.9 Hz
2	115.8 Hz
3	199.8 Hz
4	293.0 Hz
5	325.1 Hz
6	369.6 Hz
7	496.4 Hz

#### 1.4.3 フィルタ解析

前述周波数解析の項で、平均波形に見られた正常異常の差異はクランク軸のねじり振動によるものではないかと述べた。

そこで、ここではクランク軸の自然振動数を中心周波数( $f_c$ )としたバンドパスフィルターを用い、データレコーダに記録された信号をそのフィルターにかけ平均波形を求めてみた。バンドパスフィルターのバンド幅は  $f_c \pm 0.2 f_c$  である。

図5.1.33、図5.1.34にクランク軸端回転方向加速度（「S-3異常」）、クランクアーム回転方向加速度（「S-3異常」）、図5.1.35、図5.1.36に「P-1異常」、「S-1異常」のクランク軸端回転方向加速度のフ

ィルター解析結果を示す。

横軸はクランク角度で縦軸は加速度である。波形の平均はS-3シリンダ上死点を基準に行なったが、フィルターの性質上時間遅れがあるので、横軸には機関1回転の間隔を示した。その時間遅れは実測によると表5.1.7に示した値であった。

表5.1.7 フィルターの時間遅れ

バンド幅	時間遅れ	時間遅れクランク角度換算値	
		548 rpm	380 rpm
52~78(Hz)	15.7(ms)	51.6°	35.8°
88~132	9.3	30.6	21.2
180~220	5.0	16.4	11.4

「S-3異常」の場合はクランク軸端回転方向加速度、クランクアーム回転方向加速度、いずれの場合も52~78Hzでは正常異常に余り差はなく、88~132Hzにおいてもわずかな差異しか認められない。

しかし、3節の自然振動数を含む180~220Hzでは正常異常の差が顕著に認められる。

「P-1異常」の場合は88~132Hzで正常異常に差異が顕著に認められるが、180~220Hzでは「S-3異常」ほど顕著ではない。

「S-1異常」の場合は88~132Hz、180~220Hzにおいて正常異常の差が顕著に認められる。

これらの結果は当然のことながら周波数解析の結果と一致する。

#### 1.4.4 クランク角度毎解析

図5.1.37に「S-3異常」クランク軸端回転方向加速度のクランク角度毎解析結果を示す。横軸、縦軸、基準値は前述の周波数解析結果と同一である。解析の上限周波数は5kHzであるが、観察期間が前述の上限周波数5kHzの解析にくらべ、 $\frac{1}{16}$ に短くなっているのでそれに逆比例して周波数分解能が粗くなっている。それぞれの図の右上隅に記した数字は観察期間の中心のクランク角度( $\theta_c$ )で、観察期間は $\theta_c \pm 21^\circ$ である。

機関が異常になると、 $\theta_c = 300^\circ, 330^\circ, 0^\circ$ で200Hz付近の加速度レベルが正常時より大きくなっている。これは平均波形解析でみられた異常信号発生期間とほぼ一致する。

その他、 $\theta_c = 120^\circ, 210^\circ$ で、高周波数側で正常異常に差がみられるが、異常時の方が正常時よりレベルが落ちており、この差異は機関の異常によるものとは考えにくい。

#### 1.4.5 高域平滑解析

前項までは採取された信号のうちの、5kHz以下、あるいは1kHz以下といった割合低い周波数についての解析結果であった。ここでは加速度変換器の固有振動数(約35kHz)付近の成分について述べる。

図5.1.38はクランク軸端方向加速度を高域平滑解析した結果である。横軸はクランク角度、縦軸は加速度である。

図に表われたピークは20kHz以上の成分を整流平滑したものであるけれども、これは主に加速度変換器の固有振動数成分であり、その絶対量は不明である。

前年度に行なったガス洩れの検出や動弁系作動異常の検出には信号の高周波数成分に着目するのが非常に有効であった。

しかし、今回の異常では図に示された通り、機関回転数380 rpmを除いては正常異常にほとんど差が認められ

ない。380 rpm では正常異常の差異が認められるが、これは後に判ったことであるが、機関の潤滑油温度の違いによるためではないかと思われる。

すなわち、実験は機関正常 380 rpm から始めて 548 rpm まで回転数を上げ、次に機関を一旦停止させて、異常を起こし、再び 380 rpm からデータを採取していった。従って機関正常 380 rpm では潤滑油の温度が充分上がっておらず、潤滑油の粘性の影響で、高周波数成分が減衰してしまっているのではないかと考えている。

その理由として、479 rpm、548 rpm では正常と異常にほとんど差異がないこと。往復運動部の慣性力は回転数の2乗に比例して大きくなるので、高回転数の方が異常信号が出易いはずであること。機関の運転は無負荷運転であるので、高回転数でも機関本来の持つ振動に異常信号が埋没する可能性は少ないなどの理由が挙げられる。次に、図に見られるピークは大きく分けて 2 種類に分類できる。

そのうち○印を附したピークはちょうど 90 度間隔で発生しており、また×印を附したピークは機関の回転数によりその発生時期がずれている。（これは機関の回転数を小ささみに変化させて確認した。）

しかし、今のところこれらのピークの発生原因は解明されていない。推測として 90 度間隔で発生するピークはクランク軸ジャーナル部に設けられている潤滑油通路（十字形でどのジャーナルにおいてもその位置は同じである。）におけるキャビテーションではないかと考えられている。

#### 1.4.6 異常信号の性質

以上 5 種類の解析法による結果について述べてきたが、機関に異常が発生すると 3 節のクランク軸ねじり振動成分が、異常を発生させたシリンダの上死点前約 50 度から増大するのではないかということであった。

平均波形から判るように、この特徴部分は打撃、衝突等による自由振動減衰波形の様相を呈しており、この原因是連接棒大端部締付ボルトをゆるめたことにより、クランクピニン近辺で何らかの打撃作用が起り、機関の構成要素がその固有振動数で振動したことが推定される。

そこで機関静止時に主軸受台に加速度変換器を装着し、クランクピニン近辺の部分をハンマーで打撃してみたところ、数百 Hz 以下の固有値が検出されたのは図 5.1.39、図 5.1.40 に示す架構側壁及びクランク軸釣合錐を打撃した時の信号だけであり、その主なピークの周波数は架構隔壁を打撃した時は約 235 Hz、釣合錐を打撃した時は約 65 Hz、185 Hz である。後者の周波数はクランク軸のねじり振動の 1 節、3 節の周波数（表 5.1.6.）とほぼ一致することが判る。

また、今回の実験では検出装置の都合で、ねじり振動センサーはアイドラーを介した間接的な方法でしか取り付けられなかったが、以前当方で行なったねじり振動測定の実験によると、当供試機関のねじり振動は 1 節と 3 節の振動数成分が主で、2 節の成分はほとんど検出されず、また 3 節の成分がかなり大きいことが確認されている。

以上のようなことから、異常のために発生した信号はクランク軸の 3 節ねじり振動成分であることが推定できる。

しかし、1 節や 2 節のねじり振動成分よりも、3 節の成分がなぜ大きく励振されたかについては、外力の位相を考慮した多入力応答、いわゆる共振応答係数の考えを導入した検討が必要であるが、現在のところ未検討である。

次に、異常信号の発生時期に関する調査として、クランクピニン軸受荷重の計算を行なった。計算はガス圧力を考慮せず往復運動部の慣性力のみで行なった。図 5.1.41 にその結果を示す。この結果から軸受荷重はその大半が上下方向分力で占められており、上死点前後 83 度で符号が逆転し、その位置で荷重変化率が最大となっていることが判る。従って異常信号の発生時期としては、この時期が最も考え易い。

しかし、平均波形でみると、異常信号の発生時期は上死点前 50 度で、その時期より約 30 度遅れており、ま

た1回転に1度しか異常信号の発生がみられない。

これらの理由については更に検討する必要がある。

#### 1.4.7 解析法の特徴（長所、短所）

本研究では、5種類の解析法により、データを処理したが、以下にその解析法の特徴について述べる。

##### (1) 平均波形解析

この解析法は最も直観的で、異常信号の発生時期も容易に判別可能である。しかし平均化により高周波数成分が消滅する可能性があるので、データの性質とサンプリング方法を充分考慮する必要がある。

##### (2) 周波数解析

時間領域を周波数領域に変換するので平均波形では得られない情報を得ることができる。回転機械等においては信号に含まれる周波数成分の数はレシプロ機械にくらべて非常に少ないので、非常に有効と思われるがディーゼル機関のようにあらゆる周波数成分の含まれる信号に対しては、それぞれの成分の発生源を探すことか事實上不可能であり、余り有効とは思われない。

また、時間領域から周波数領域に変換する過程で、信号の時間的情報（異常信号の発生時期など）が失なわれる。

##### (3) フィルタ解析

平均波形解析の概念と周波数解析の概念を混合した解析法で、正常異常2つの信号の相違を判別するには非常に有効である。

しかし信号をフィルタに通すことによって、時間軸に遅れが生ずること、過渡応答の概念を解析波形に持ち込まなければ、生波形との対応づけが難しいなどの欠点もある。

##### (4) クランク角度毎解析

これも、平均波形解析の概念と周波数解析の概念を混合した解析法であるが、データ観察期間によって周波数分解能に影響を受ける。すなわち、周波数分解能を上げるために観察期間を長くとると(2)の周波数解析との違いが薄れ、逆に観察期間を短かくとると、時間領域での情報は得易くなるが、周波数分解能が下り、低周波数信号の解析はできなくなる。（例えば図5.1.37で観察期間の長さを変えずに、解析の上限周波数を1kHzにしたとしても、その分解能は同じであり、結果として1kHzから5kHzまでの解析結果が消失するだけである）

従って、現象の1周期（機関1回転など）に対して、充分高い周波数の信号の解析においてのみ有効である。

##### (5) 高域平滑解析

この方法は、一種のフィルタ解析で、高周波数の成分に焦点を当てたものである。異常信号の種類によっては非常に有効と思われる。（前年度ガス洩れの検出、動弁系作動異常の検出など）

#### 1.4.8 センサーの取付位置

今回の実験では5個の加速度変換器を図5.1.5に示すよう取り付けた。このうち半径方向に取り付けた加速度変換器(M6.3, M6.5)については、余り有効と思われる信号が得られていなかつたので結果の説明は省略した。センサーの取付位置は当然のことながら、異常発生箇所に近ければ近い程、異常信号の捕獲は容易であるが、実用性を考慮すれば無造作に近づけ、またセンサーの数をふやすことはできない。

取付方向は、加速度変換器に関する限りどの方向に取り付けても大差はなかったが、信号の性質を考慮して最も有効な方向を決定すべきである。当供試機関においてはクランク軸端回転方向が最も有効で、かつ実用的であろうと考えられる。

しかし、機関の型式、大きさ等により信号の伝達特性が変ると予想されるので、今回の実験だけでは一般的な

取付位置及び方向を決定することはできない。

## 1.5 まとめ

以上今回の実験で得られた結果について述べてきた。以下にそれらの結果を要約して述べる。

まず、平均波形解析、周波数解析、フィルタ解析で認められた正常異常の差異を整理すると表5.1.8のようになる。

これらの事柄より次の事が言える。

表 5.1.8 正常時信号と異常時信号の差異

異常	センサー位置	回転数	380 rpm						548 rpm						
			平均波形	フィルタ解析			平均波形	フィルタ解析			$f_c = 65\text{Hz}$	$110\text{Hz}$	$200\text{Hz}$		
				$f_c = 65\text{Hz}$	$110\text{Hz}$	$200\text{Hz}$		$f_c = 65\text{Hz}$	$110\text{Hz}$	$200\text{Hz}$					
S-3 cyl. 連接棒 大端部 締付ボルト ゆるみ $d = 1.0\text{mm}$	クランク軸端 回転方向	380 rpm	○	△	0	△	0	○	5	○	△	0	△	2	◎ 7
	クランクアーム 回転方向	548 rpm	◎	△	2	△	0	◎	8	◎	△	0	×	0	◎ 10
	クランク軸端 軸方向	380 rpm	○						○						
S-1 cyl. " $d = 1.0\text{mm}$	クランク軸端 回転方向	380 rpm	△	○	8	○	3	◎	10	○	△	2	◎ 9~10	◎ 5~10	
	クランクアーム 回転方向	548 rpm	○	○	7	○	5	◎	9	◎	△	2	◎	9	◎ 14
	クランク軸端 軸方向	380 rpm	×						△						
P-1 cyl. " $d = 0.5\text{mm}$	クランク軸端 回転方向	380 rpm	△	×	0	×	0	△	0	△	×	0	△	0	△ 5
	クランクアーム 回転方向	548 rpm	△	×	0	×	0	△	0	○	×	0	△	5	△ 5
	クランク軸端 軸方向	380 rpm	×						×						

備考 1. ◎: 差が明瞭である

2.  $f_c$ : フィルタの中心周波数バンド幅は  $f_c \pm 0.2f_c$

○: 差がある

3. フィルタ解析の項、添数字はフーリエアナライザ

△: 差はあるが判定微妙

によるパワースペクトル分析結果より読み取った異常  
の差 (単位: デシベル)

×: 差なし

- 1) 連接棒大端部締付ボルトのゆるみによる異常信号はクランク軸端に取り付けた加速度変換器で採取可能である。
- 2) その異常信号の周波数は、当供試機関においてはクランク軸3節ねじり振動の周波数とほぼ一致し、異常信号の発生時期は異常を発生させたシリンダの上死点前約50度である。
- 3) 種々の解析法を試みたが、異常の発生時期等も含め直観的には平均波形解析が最も判別し易い。
- 4) センサーの取付位置は、当供試機関においてはクランク軸端回転方向1個所で充分である。  
おわりに、今回の研究ではクランク軸系の作動に関する異常として連接棒大端部締付ボルトのゆるみを選んだが、他の異常に対してもクランク軸端に取り付けたセンサーで異常の検出が可能かどうか、あるいは異常信号発生のメカニズム、発生時期、信号の伝達特性等の検討はほとんどなされていない。  
これらの問題に関しては、次年度において今回得られた結果を基にシミュレーション計算を行ない、順次解明していく予定である。

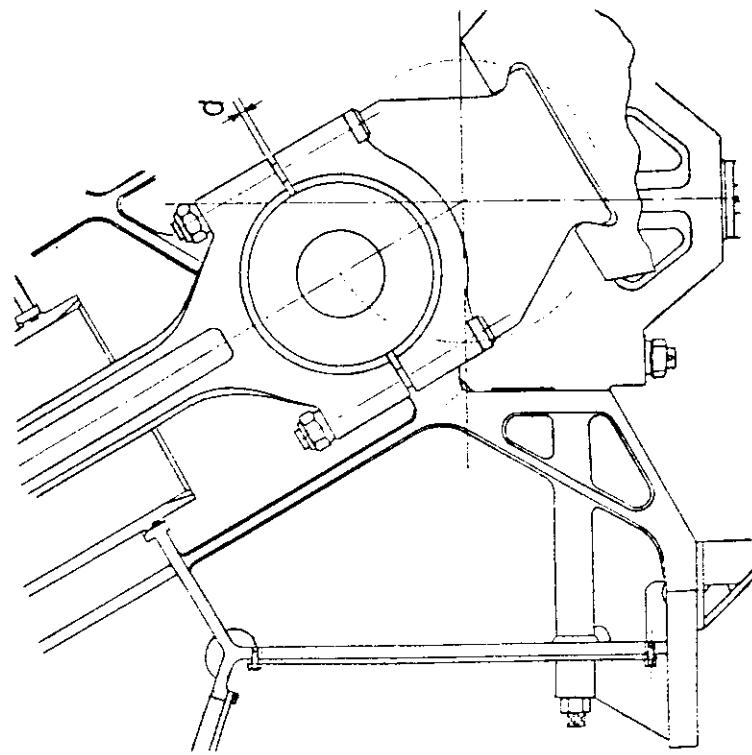


図 5.1.2 異常の設定要領図

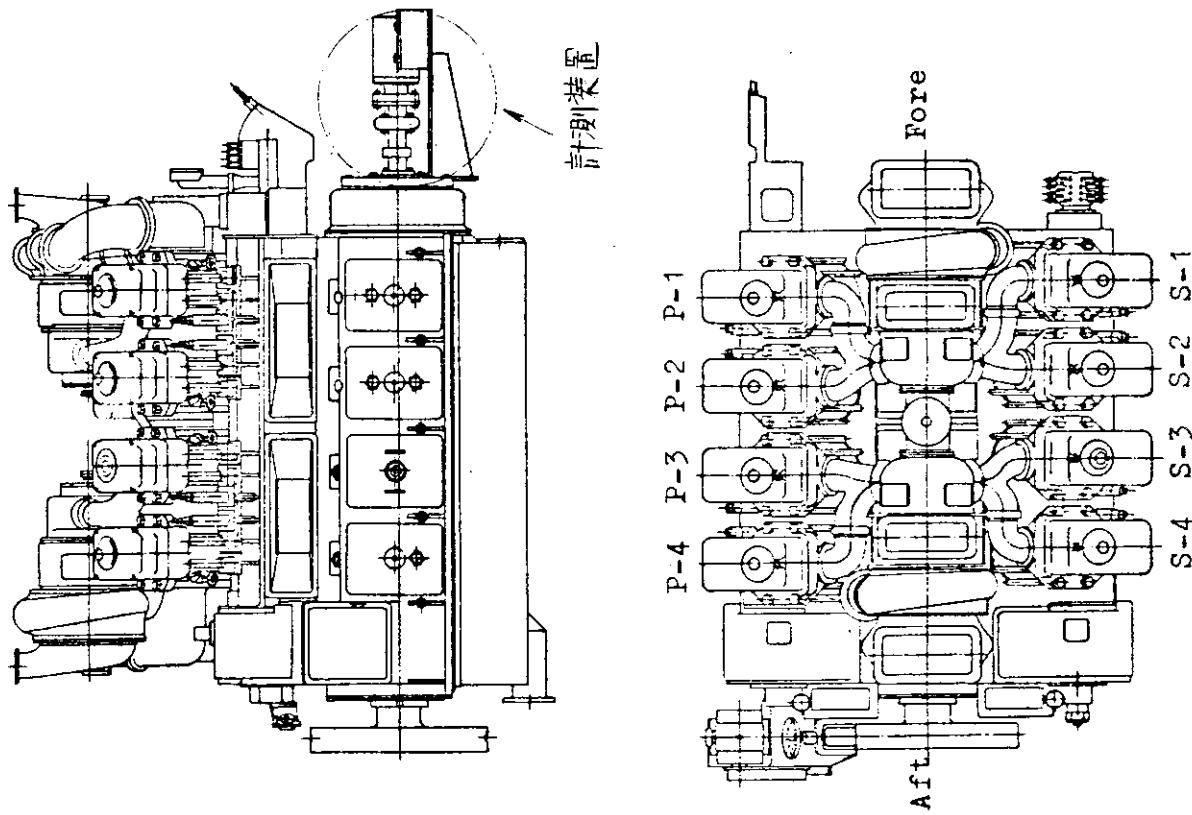


図 5.1.1 供試機関外形及びシリナタ配置

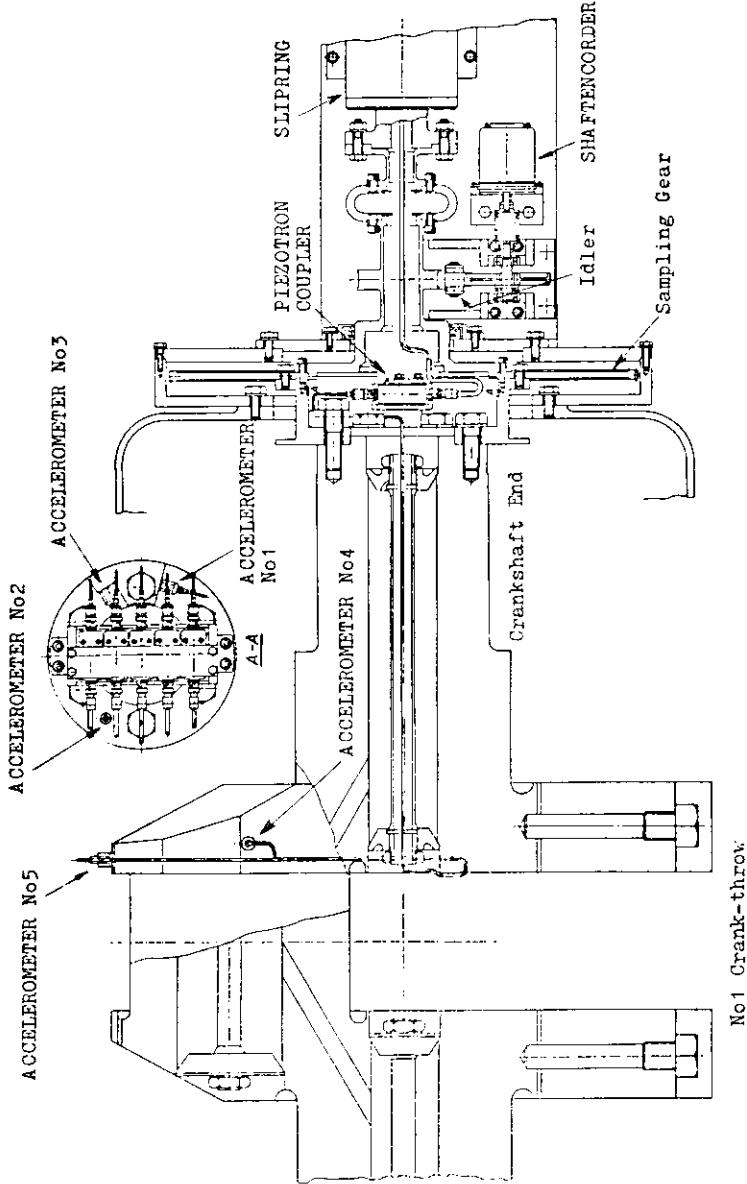


図 5.1.5 計測装置組立図

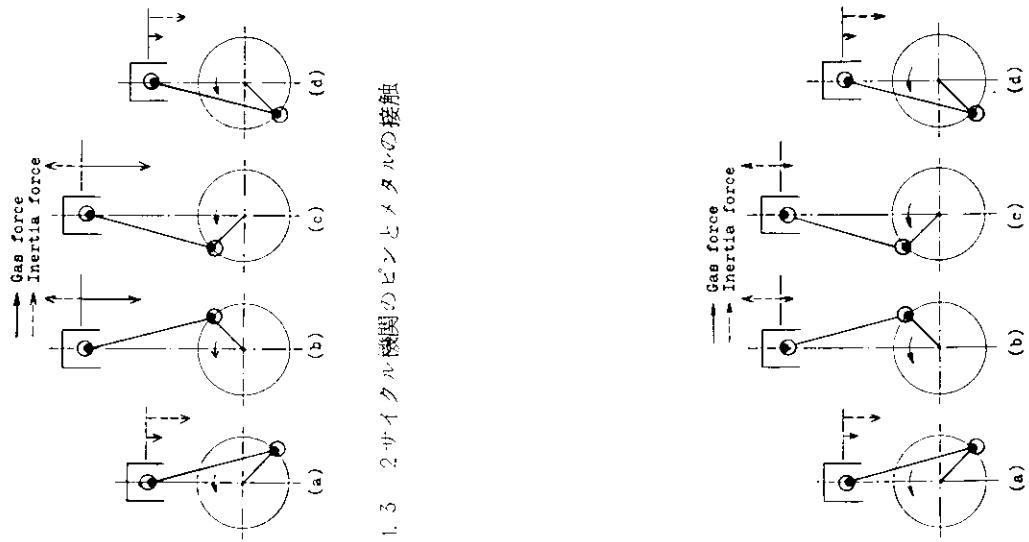


図 5.1.3 2サイクル機関のピンとメタルの接触

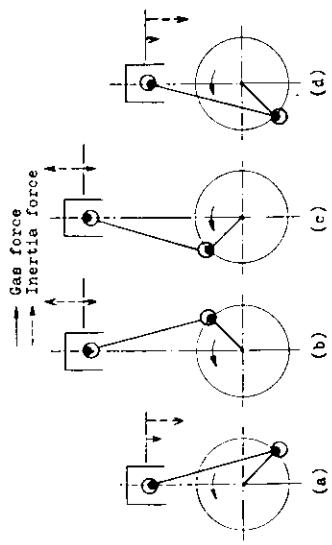


図 5.1.4 4サイクル機関の排気吸入手行程におけるピンとメタルの接触

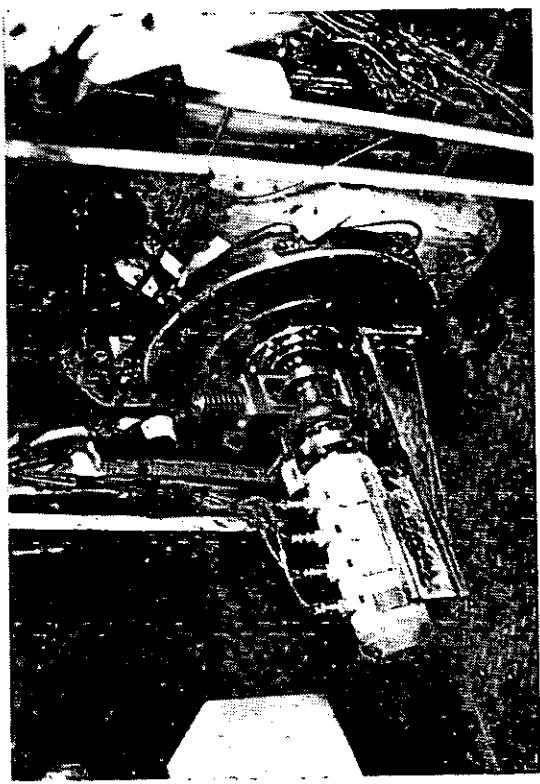


図 5.1.6 計測装置

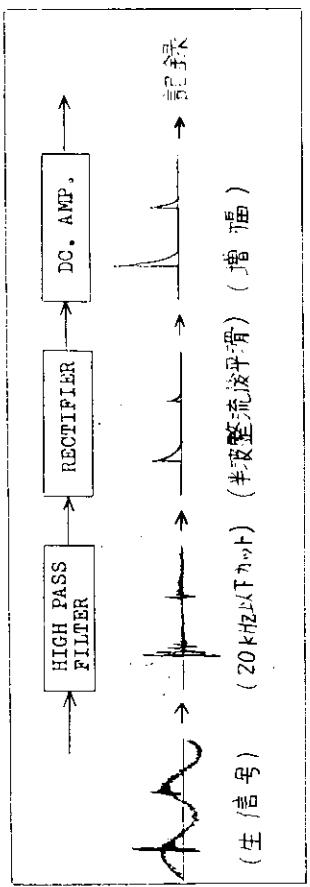


図 5.1.8 高周波数成分の処理

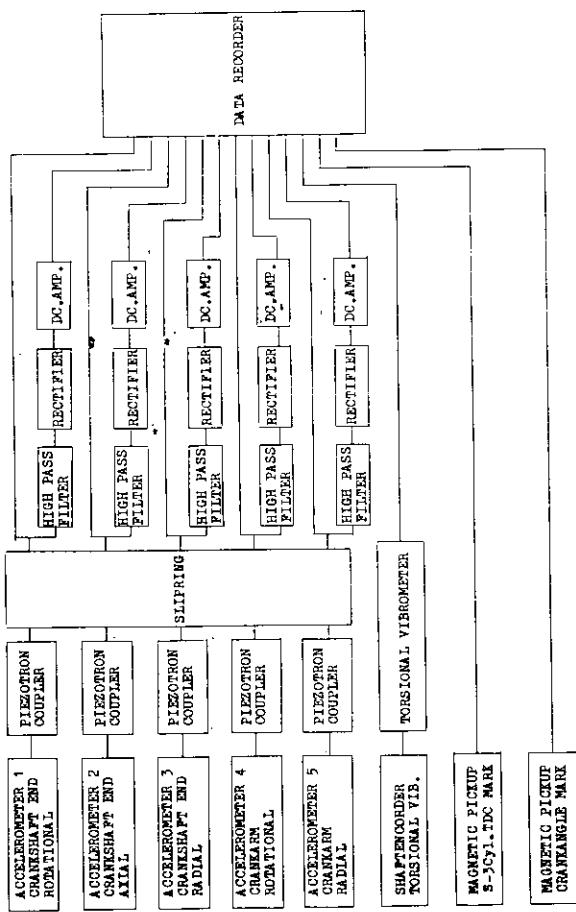


図 5.1.7 計測機器プログラム

図 5.1.9 解析機器プログラム

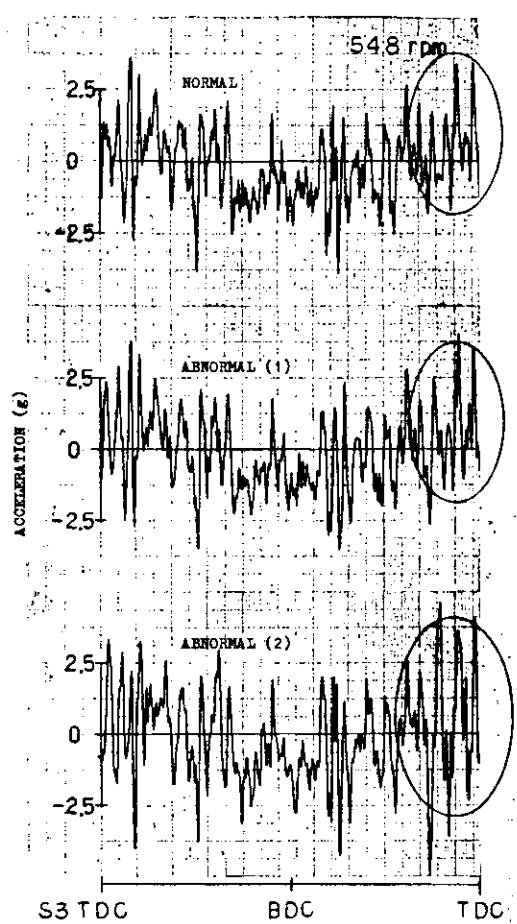


図 5.1.10 クランク軸端回転方向加速度「S-3 異常」

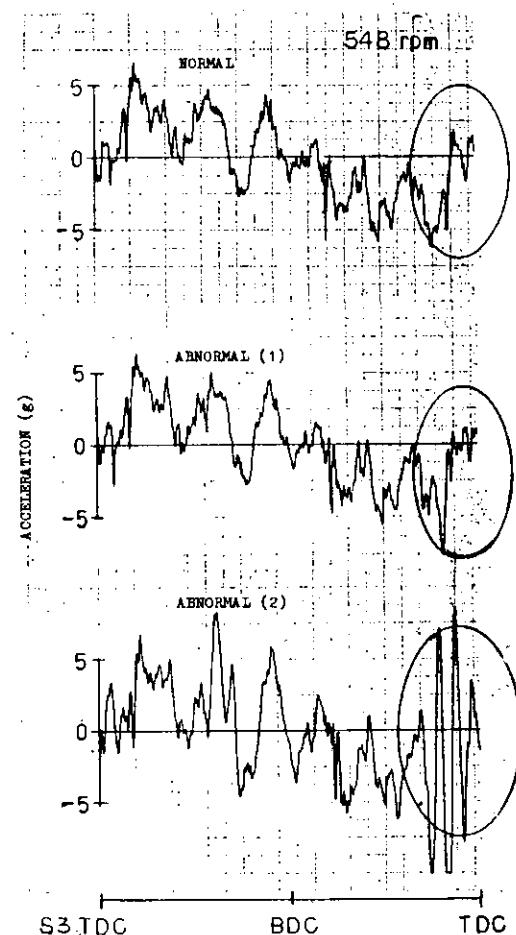


図 5.1.12 クランクアーム回転方向加速度「S-3 異常」

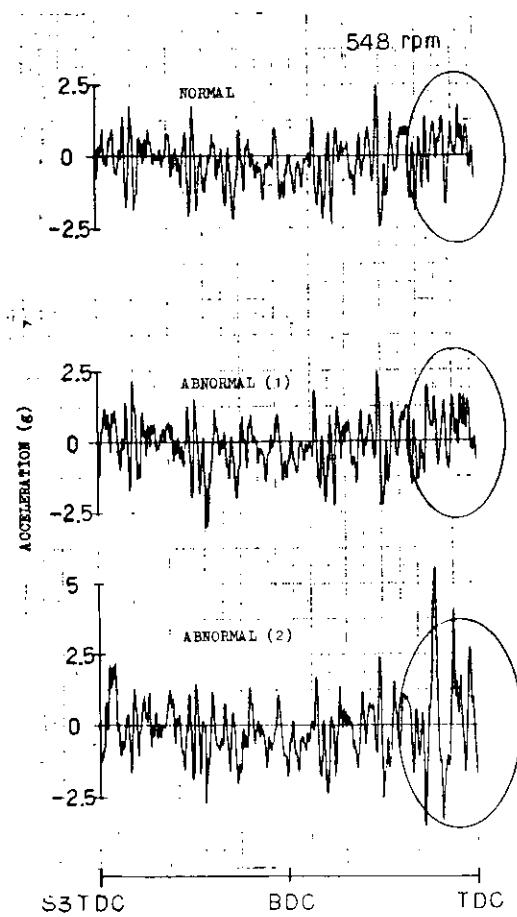


図 5.1.11 クランク軸端軸方向加速度「S-3 異常」

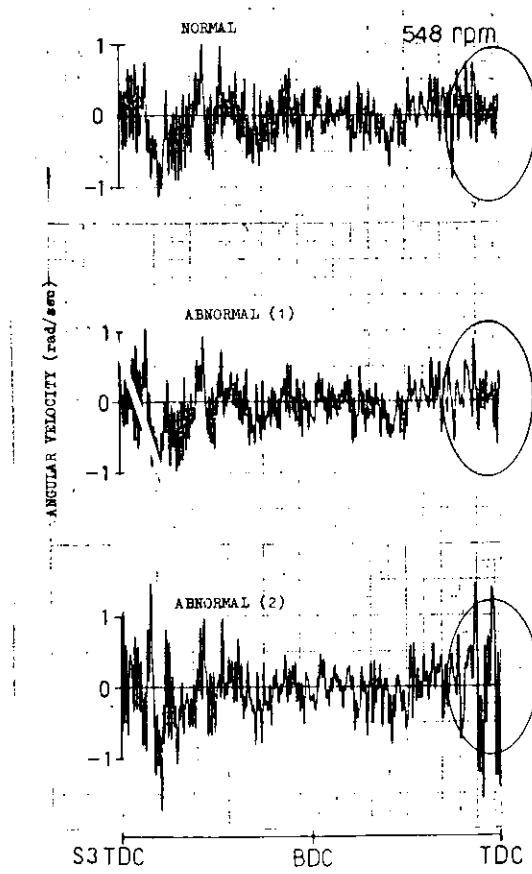


図 5.1.13 クランク軸端回転変動速度「S-3 異常」

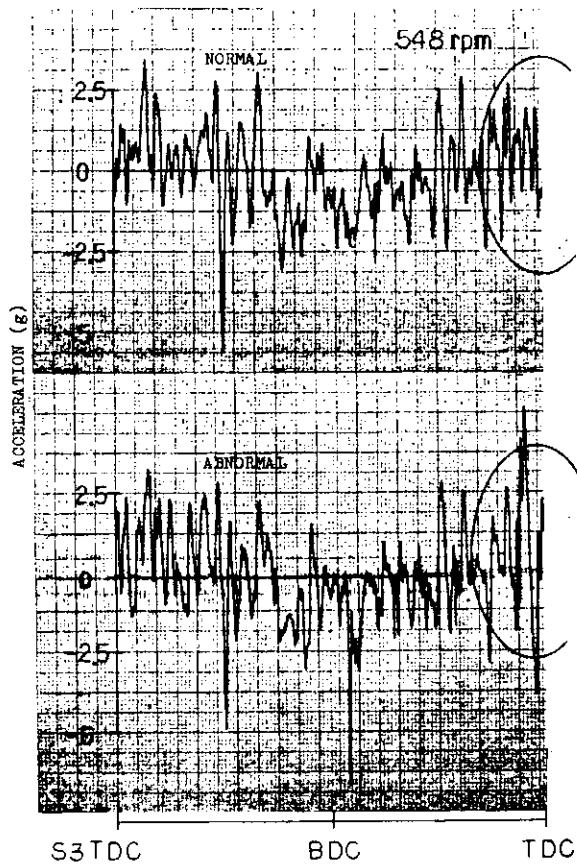


図 5. 1. 14 クランク軸端回転方向加速度「P-1 異常」

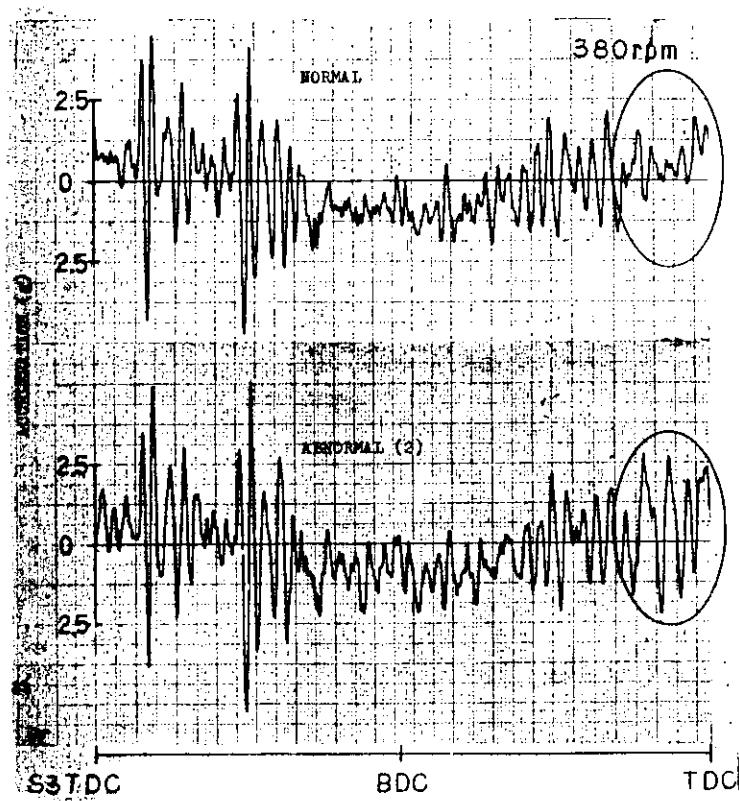


図 5. 1. 16 クランク軸端回転方向加速度「S-3 異常」

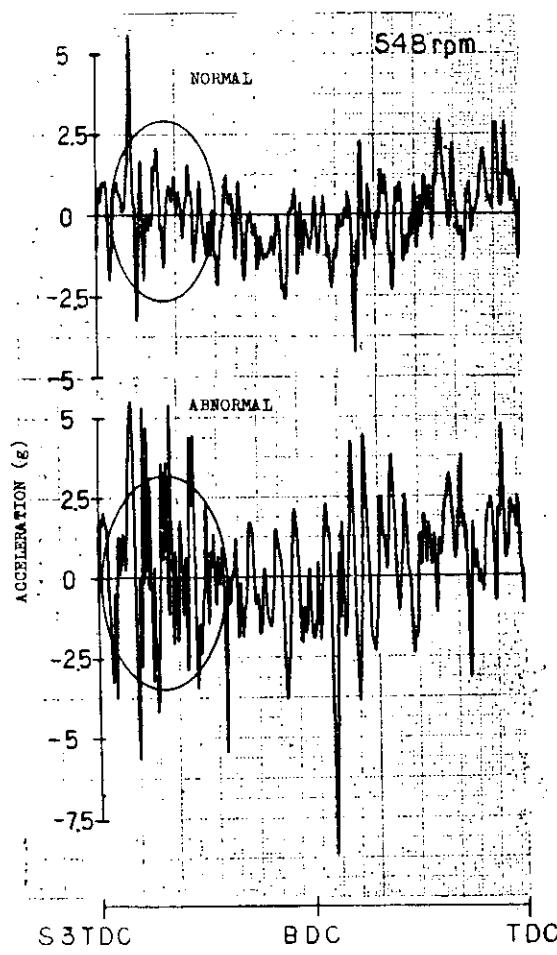


図 5. 1. 15 クランク軸端回転方向加速度「S-1 異常」

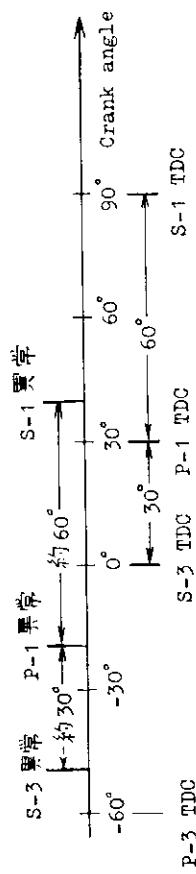


図 5. 1. 17 異常信号発生時期と各シリンドラ上死点の時期

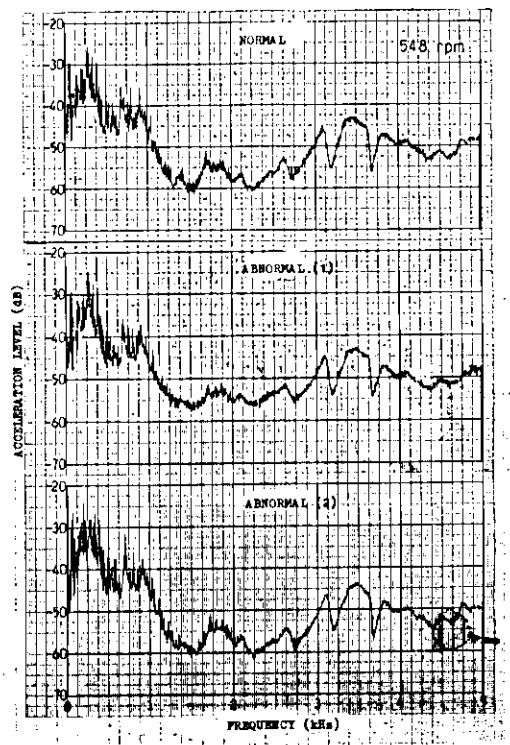


図 5.1.18 クランク軸端回転方向加速度「S-3 異常」

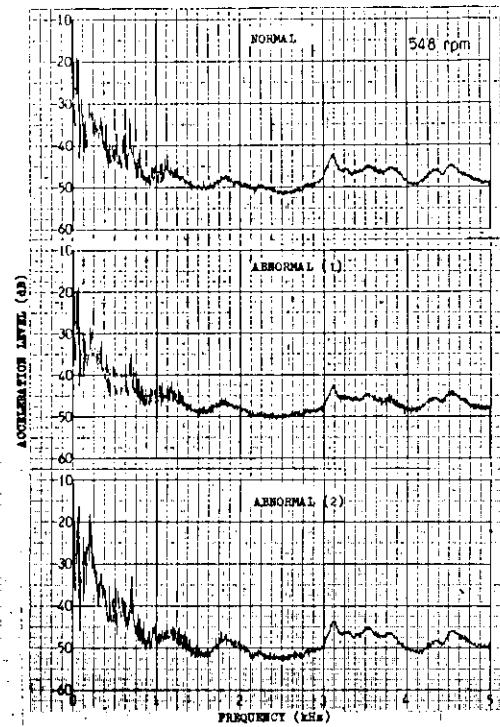


図 5.1.20 クランクアーム回転方向加速度「S-3 異常」

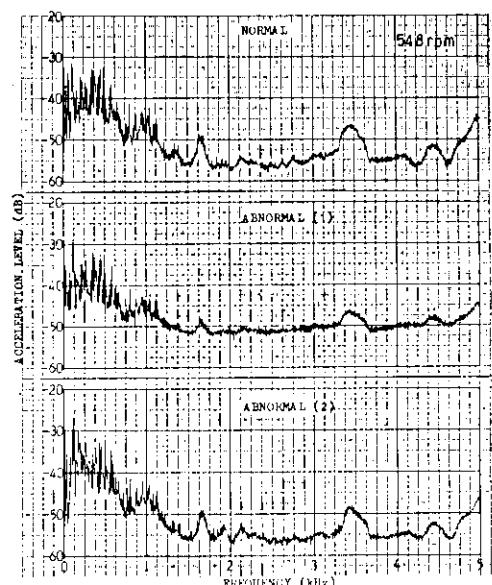


図 5.1.19 クランク軸端回転方向加速度「S-3 異常」

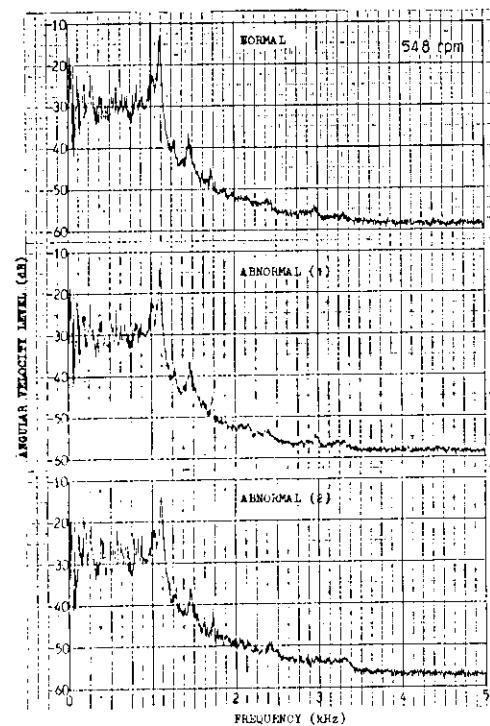


図 5.1.21 クランク軸端回転運動速度「S-3 異常」

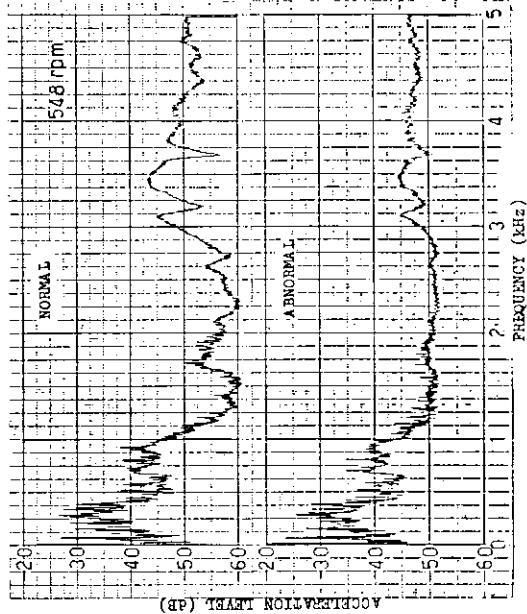


図 5.1.22 クランク軸端回転方向加速度「P-1 異常」

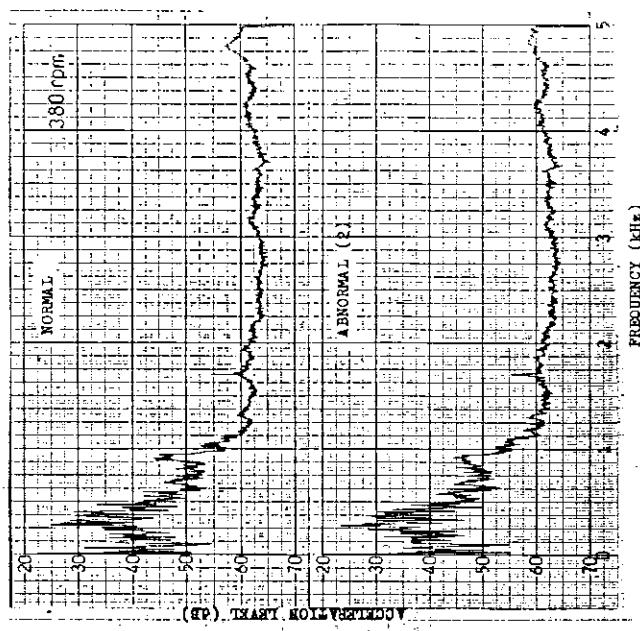


図 5.1.24 クランク軸端回転方向加速度「S-3 異常」

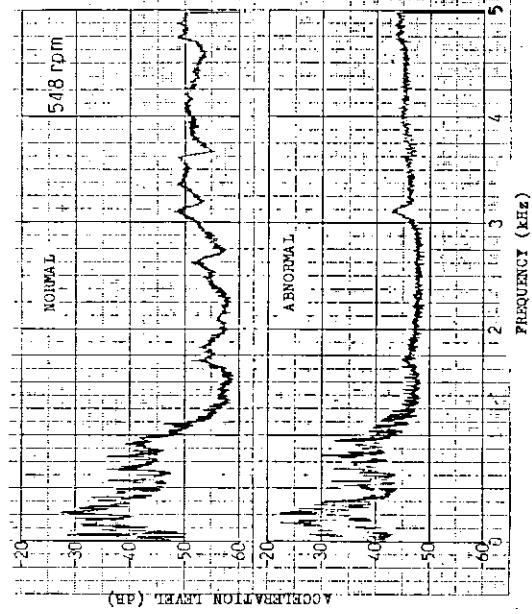


図 5.1.23 クランク軸端回転方向加速度「S-1 異常」

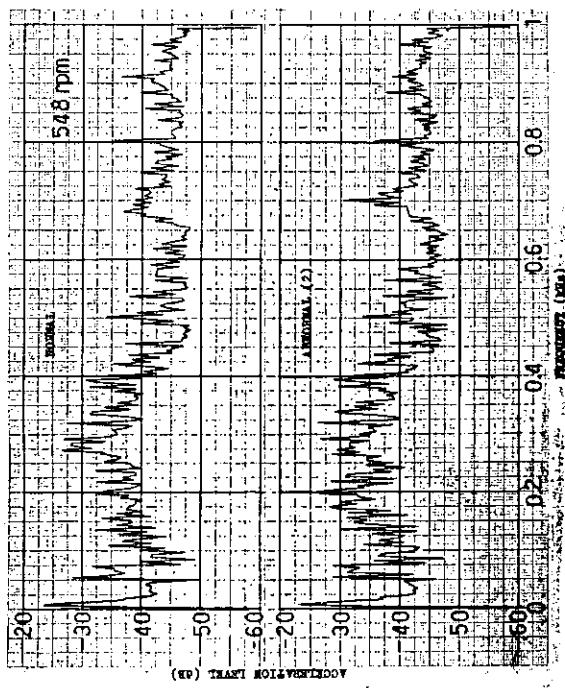


図 5.1.25 クランク軸端方向加速度「S-3異常」

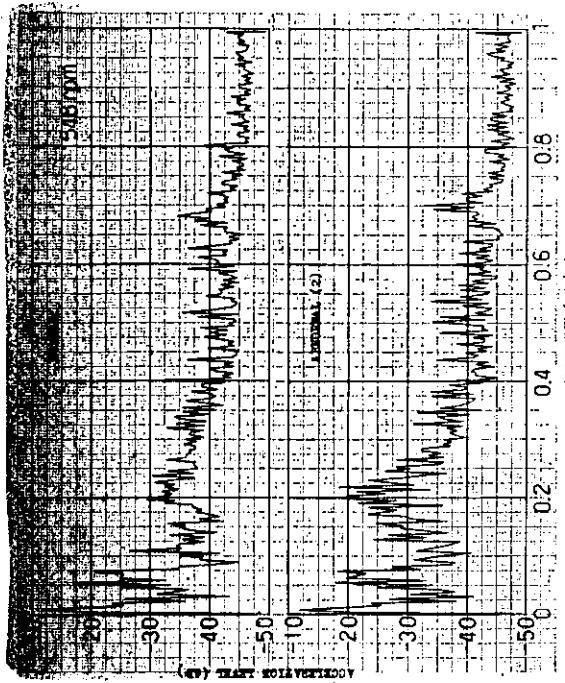


図 5.1.27 クランクアーム回転方向速度「S-3異常」

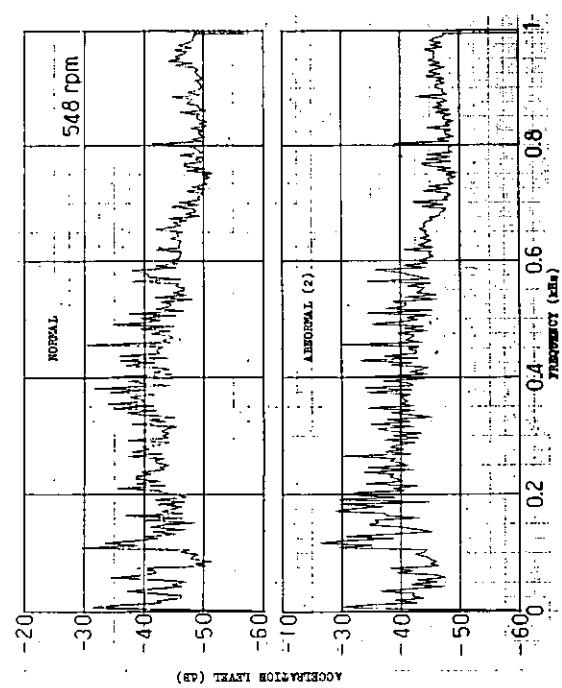


図 5.1.26 クランク軸端方向加速度「S-3異常」

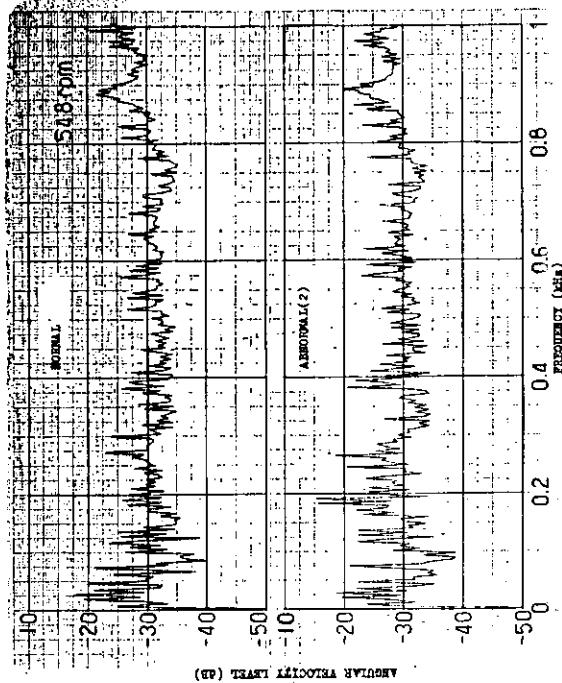


図 5.1.28 クランク軸端回転変動速度「S-3異常」

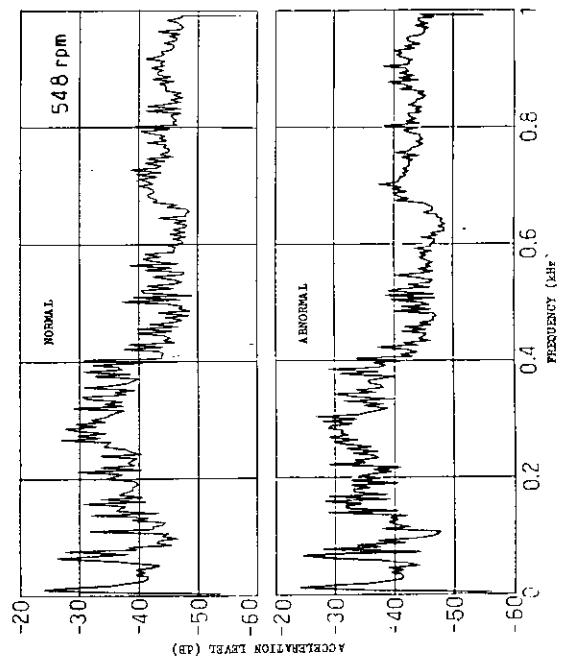


図 5.1.29 クランク軸端回転方向加速度「P-1 異常」

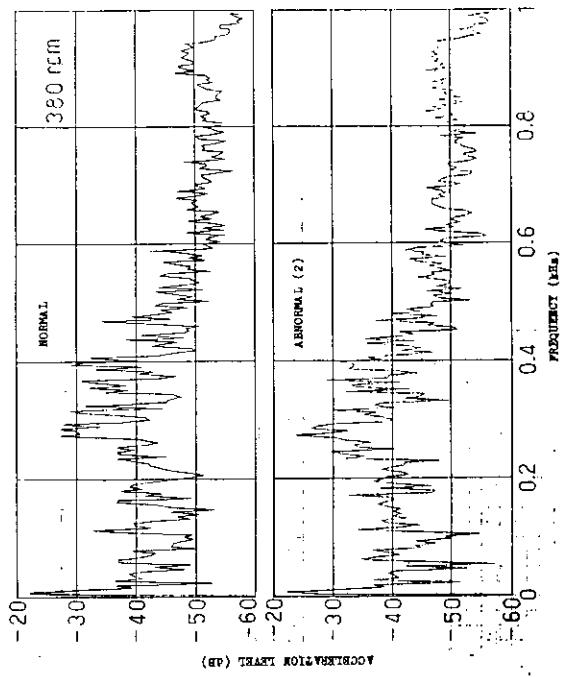


図 5.1.31 クランク軸端回転方向加速度「S-3 異常」

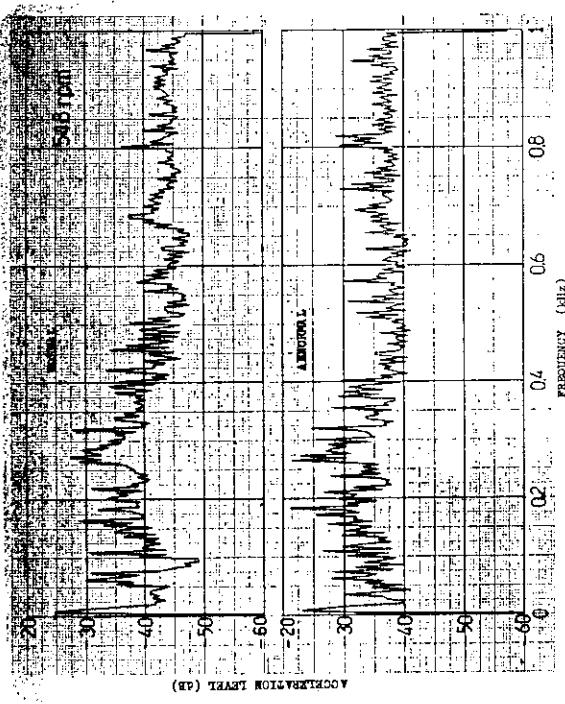


図 5.1.30 クランク軸端回転方向加速度「S-1 異常」

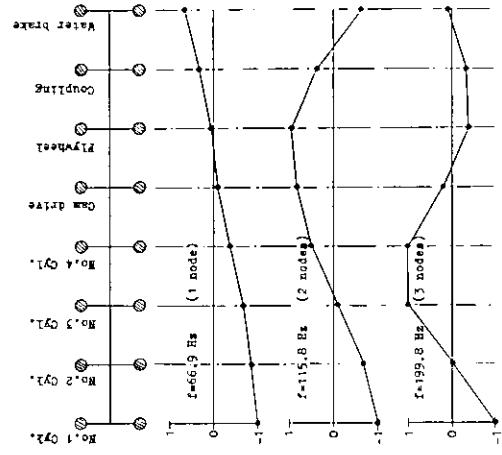


図 5.1.32 自然振動の振動モード

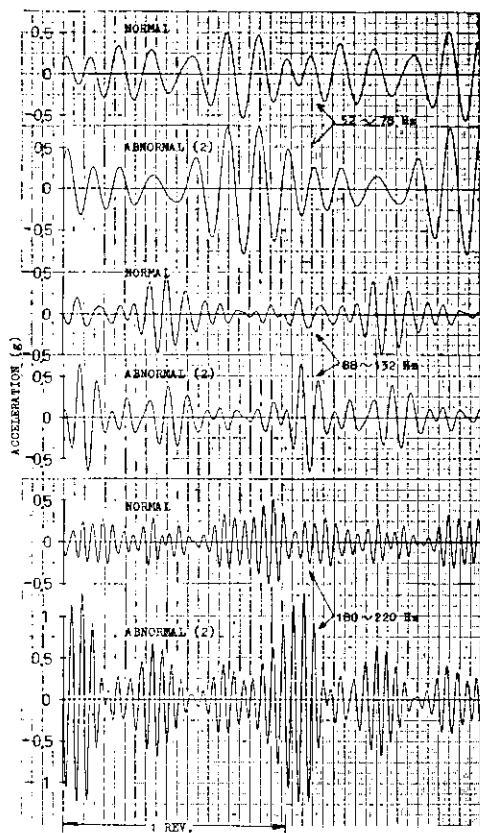


図 5.1.33 クランク軸端回転方向加速度「S-3 異常」

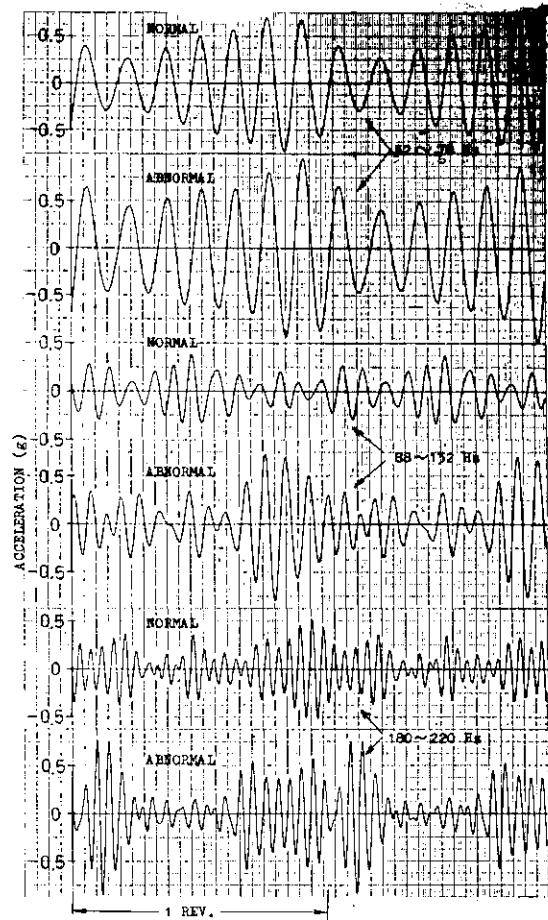


図 5.1.35 クランク軸端回転方向加速度「P-1 異常」

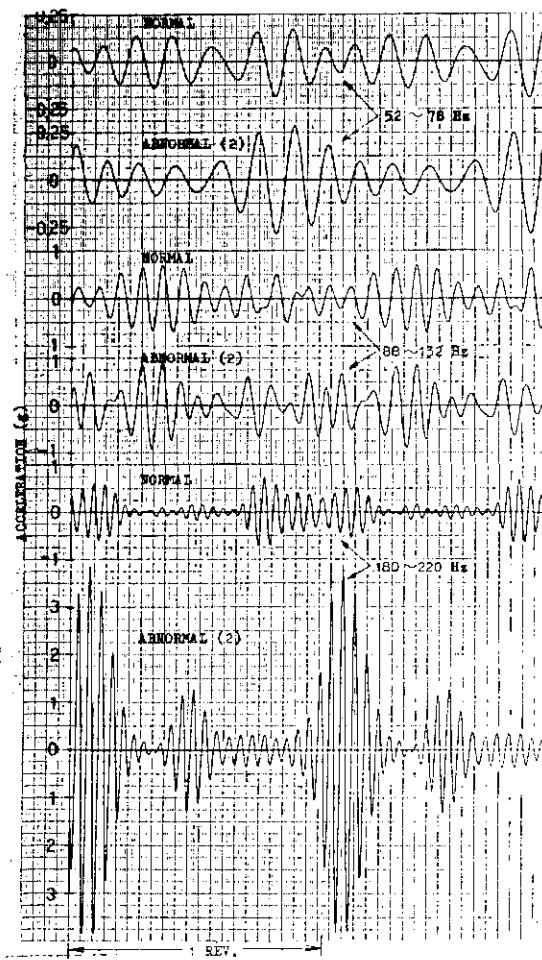


図 5.1.34 クランクアーム回転方向加速度「S-5 異常」

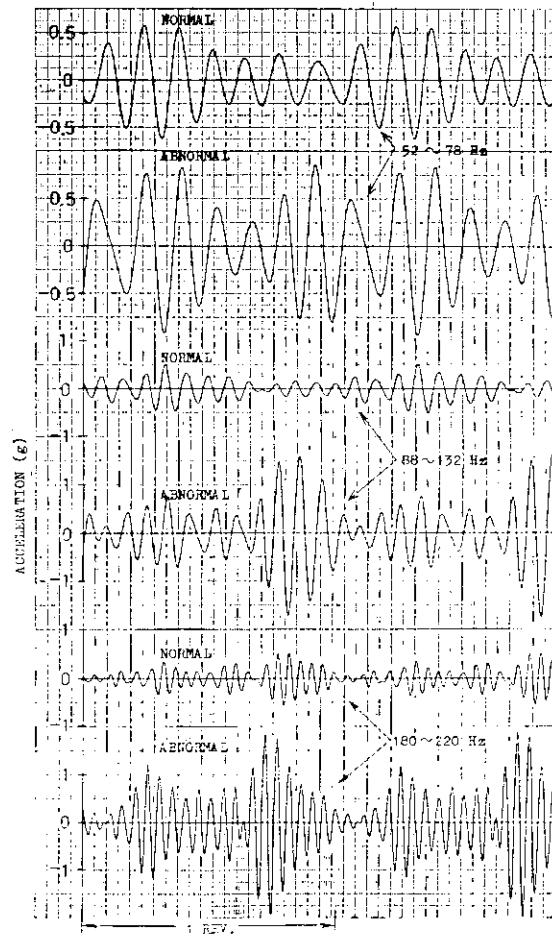


図 5.1.36 クランク軸端回転方向加速度「S-1 異常」

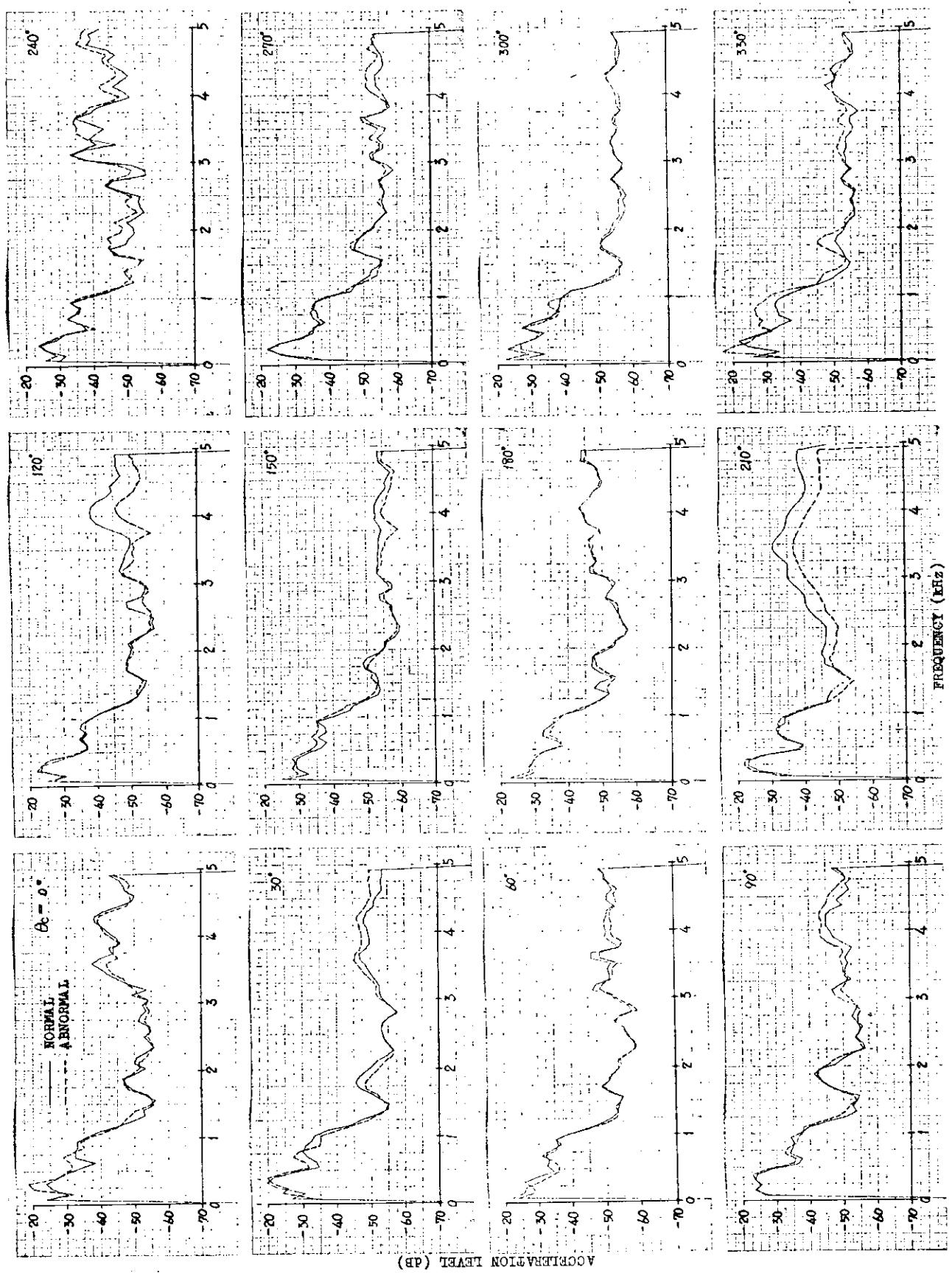


図 5.1.37 クランク軸端回転方向加速度「S—3異常」

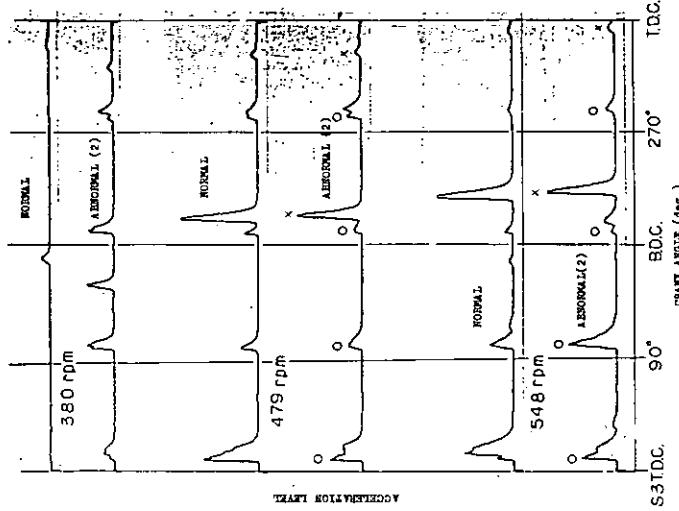


図 5.1.38 クランク軸端軸方向加速度「S-3異常」

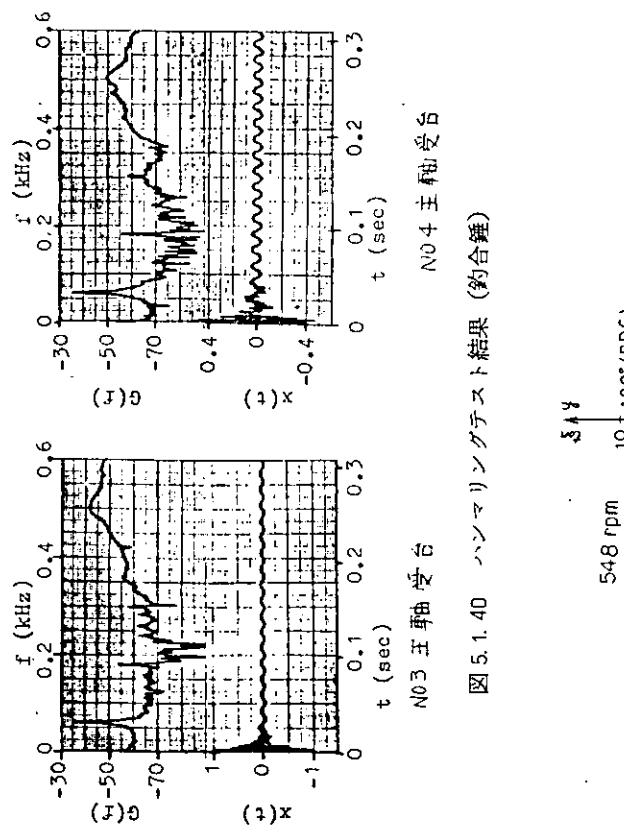


図 5.1.40 ハンマリングテスト結果(約合録)

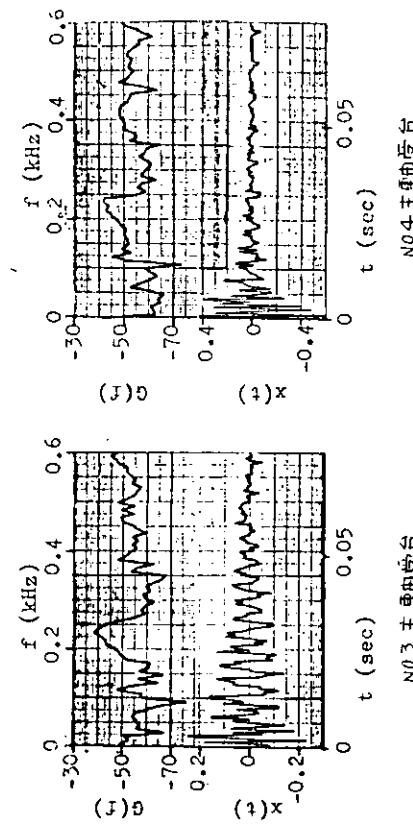


図 5.1.39 ハンマリングテスト結果(架橋側壁)

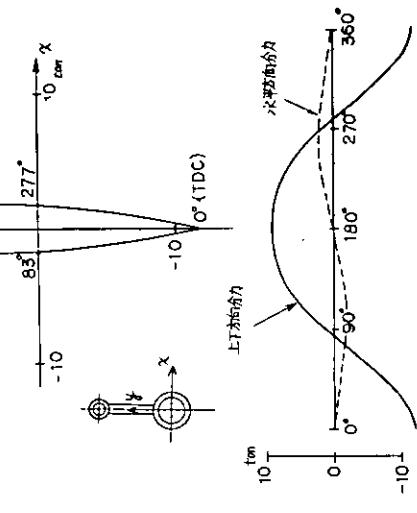


図 5.1.41 クランクピン軸受荷重

## 2. 小型船用ディーゼル機関におけるクランク軸系作動異常の検出

### 2.1 まえがき

前節では、中型船用ディーゼル機関におけるクランク軸系作動異常に関する実験結果を述べた。ここでは小型ディーゼル機関を供試機関とした場合で、同じく連接棒大端部締付ボルトをゆるめた場合の実験結果について述べる。

### 2.2 実験方法

#### 2.2.1 供試機関

表 5.2.1 に本実験で使用した機関の主要目を示す。

表 5.2.1 供試機関要目

機関名称		2 TL		
定格出力	PS	13	15	18
回転速度	rpm	1200	1500	1800
シリンドラ数	2			
シリンドラ径 × 行程	mm	95 × 115		

#### 2.2.2 異常の設定及び機関の運転

異常は前節で発生させたと同様に、連接棒大端部締付ボルトをゆるめ、間隙を0.5mmに設定した。（前節図5.1.2参照）。なお、異常はM6.1シリンドラの連接棒で発生させた。

機関の回転数は1500 rpm、倒動馬力は15 PSである。

従って、本実験では前節の様に無負荷運転ではなく、通常の運転である。

#### 2.2.3 計測装置

図5.2.1に計測装置組立図を示す。この装置組立図は次章で述べるカム軸の異常検出の研究と共に通であり、図に示されたカム軸異常検出装置は次章の研究で使用する装置である。

本実験で使用したセンサーはクランク軸端に取り付けた加速度変換器M6.1、主軸受に取り付けた加速度変換器M6.2、M6.3、M6.4、シリンドライナーに取り付けた加速度変換器M6.6、及びクランクケース内音響測定用のマイクロフォン（防油型特殊マイクロフォン）である。

クランク軸端の信号の取り出しは、前節と同様スリップリングを介して行なった。

これらのセンサーによって採取された信号は、図5.2.2計測機器ブロックダイヤグラムで示されるよう、前節とほぼ同様の方法で処理されデータレコーダに記録される。なお、計測機器ブロックダイヤグラムも次章と共に通である。

### 2.3 解析方法

データレコーダに記録された信号は、YHP社製5451B Fourier Analyzer Systemによって解析される。図5.2.3に解析機器ブロックダイヤグラムを示す。前節との相違はデータのサンプリングを外部の発振器によるパルスで行なったこと、及び解析結果の図表作成をDisplay Unit, Hard-Copy Unitを用いて自動化したことである。今回使用した解析法は、前節で説明した方法のうち平均波形解析、周波数解析及び高域平滑解析の3種である。



図 5.1.38 クランク軸端軸方向加速度 [S-3 裁定]

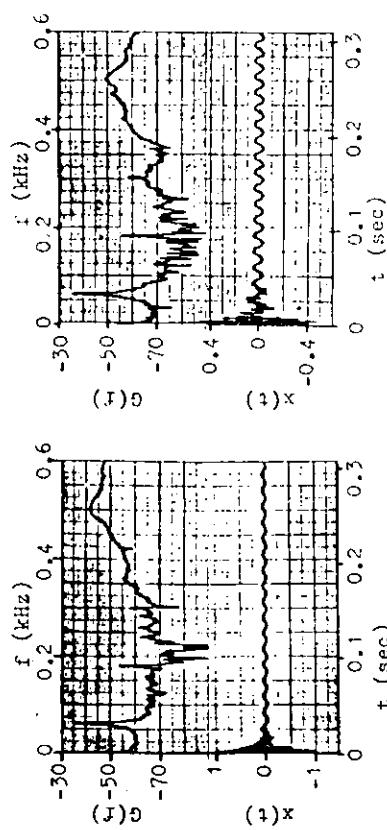


図 5.1.39 ハンマリングテスト結果 (主軸)

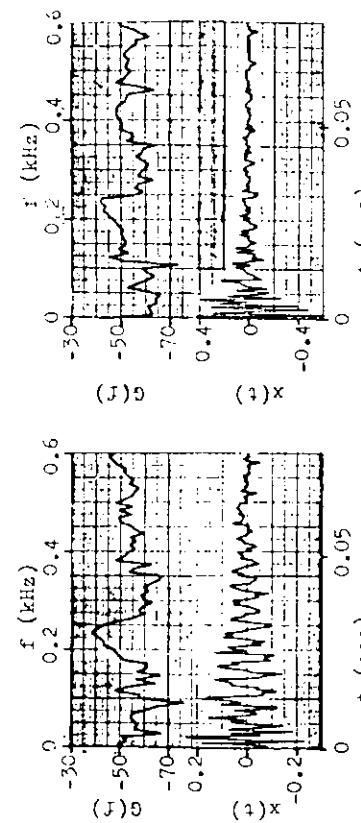


図 5.1.40 ハンマリングテスト結果 (主軸)

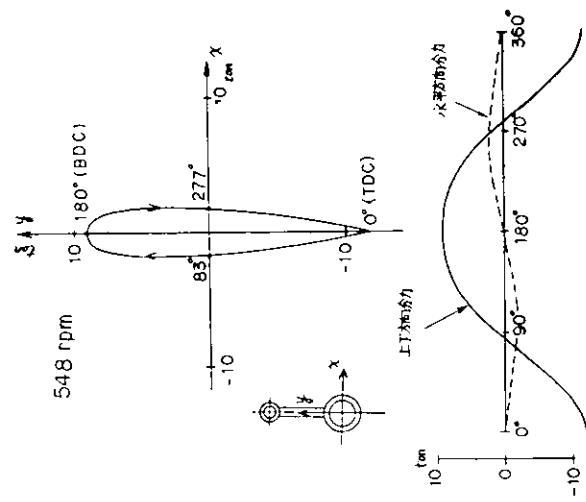


図 5.1.41 クランクピニン軸受荷重

## 2. 小型船用ディーゼル機関におけるクランク軸系作動異常の検出

### 2.1 まえがき

前節では、中型船用ディーゼル機関におけるクランク軸系作動異常に関する実験結果を述べた。ここでは小型ディーゼル機関を供試機関とした場合で、同じく連接棒大端部締付ボルトをゆるめた場合の実験結果について述べる。

### 2.2 実験方法

#### 2.2.1 供試機関

表 5.2.1 に本実験で使用した機関の主要目を示す。

表 5.2.1 供試機関要目

機関名称		2 TL		
定格出力	PS	13	15	18
回転速度	rpm	1200	1500	1800
シリンドラ数		2		
シリンドラ径 × 行程	mm	95 × 115		

#### 2.2.2 異常の設定及び機関の運転

異常は前節で発生させたと同様に、連接棒大端部締付ボルトをゆるめ、間隙を0.5mmに設定した。(前節図5.1.2参照)。なお、異常はNo.1シリンドラの連接棒で発生させた。

機関の回転数は1500 rpm、制動馬力は15 PSである。

従って、本実験では前節の様に無負荷運転ではなく、通常の運転である。

#### 2.2.3 計測装置

図5.2.1に計測装置組立図を示す。この装置組立図は次章で述べるカム軸の異常検出の研究と共に通であり、図に示されたカム軸異常検出装置は次章の研究で使用する装置である。

本実験で使用したセンサーはクランク軸端に取り付けた加速度変換器No.1、主軸受に取り付けた加速度変換器No.2、No.3、No.4、シリンドライナーに取り付けた加速度変換器No.6、及びクランクケース内音響測定用のマイクロフォン(防油型特殊マイクロフォン)である。

クランク軸端の信号の取り出しが、前節と同様スリップリングを介して行なった。

これらのセンサーによって採取された信号は、図5.2.2 計測機器ブロックダイヤグラムで示されるよう、前節とほぼ同様の方法で処理されデータレコーダに記録される。なお、計測機器ブロックダイヤグラムも次章と共に通である。

### 2.3 解析方法

データレコーダに記録された信号は、YHP社製5451B Fourier Analyzer Systemによって解析される。図5.2.3に解析機器ブロックダイヤグラムを示す。前節との相違はデータのサンプリングを外部の発振器によるパルスで行なったこと、及び解析結果の図表作成をDisplay Unit, Hard-Copy Unitを用いて自動化したことである。今回使用した解析法は、前節で説明した方法のうち平均波形解析、周波数解析及び高域平滑解析の3種である。

## 2.4 解析結果及び考察

以下の解析結果に示されるクランク角度は、M6.1シリンダの爆発上死点を零度として表示しており、他のシリンダの爆発上死点、各シリンダのバルブタイミングは図5.2.4に示す通りである。

### 2.4.1 平均波形解析

#### (1) クランク軸端の振動

図5.2.5、図5.2.6にクランク軸端軸方向及び回転方向加速度の平均波形を示す。上段が機関正常時、下段が機関異常時の平均波形である。

両図でみられるクランク角度0度～360度範囲の振幅大なる振動は、クランク角度0度及び180度から始まる減衰自由振動の様相を呈しており、その発生時期から、両シリンダの爆発力により励振されたクランク軸ねじり振動であると推定できる。

次に、正常時と異常時の信号の相違についてであるが、図5.2.5ではクランク角度360度で明らかに差異を生じており、図5.2.6では前者程差異は大きくないが、やはりクランク角度360度において差異が認められる。

#### (2) 主軸受台の振動

図5.2.7～図5.2.9に主軸受台M6.1、M6.2、M6.3の加速度の平均波形を示す。

いずれの図においても、クランク軸端加速度と同様にクランク角度360度で正常異常に顕著な差異が認められる。

#### (3) シリンダライナーの振動

図5.2.10にシリンダライナーの加速度の平均波形を示す。この図においてもクランク角度360度で正常異常に顕著な差異が認められる。

#### (4) クランクケース内音響

図5.2.11はクランクケース内音響の平均波形である。機関1回転に2回の振幅大なる波形は、ピストンの上下運動による、クランクケース内の圧力変動であり、それに重なった高周波数の波は、クランクケース内固有振動であろうと推定される。

正常異常の波形を比較すると、やはりクランク角度360度から高周波数の成分の振幅が大となっていることが判る。

### 2.4.2 周波数解析

図5.2.12～図5.2.15にクランク軸端軸方向及び回転方向加速度、主軸受台M6.1加速度及びクランクケース内音響の周波数解析結果を示す。横軸は周波数／機関回転数、すなわち回転次数であり、縦軸は加速度信号については加速度のレベル、クランクケース内音響についてはパワーレベルであり、単位はデシベルである。それらの基準値は表5.2.2に示す。回転次数が64以下については図5.2.16～図5.2.19で比較することとして、それ以上

表5.2.2 基 準 値

信 号 名 称	基 準 値 (0dB)
クランク軸端軸方向加速度	30g
クランク軸端回転方向加速度	60g
M6.1主軸受台加速度	30g
クランクケース内音響	—

の回転次数について正常と異常を比較するといずれの図においても異常の方が高次数成分が高くなっていることが判る。

これは、平均波形に見られる異常のために発生したクランク角度 360 度における信号が、衝撃的信号であることから容易に理解できる。

しかし、特異な次数成分だけが高くなっているといった傾向は見られない。

次に、解析の上限次数を 64 にした場合の結果を図 5.2.16 ~ 図 5.2.19 に示す。横軸、縦軸は前述の図と同様である。

クランク軸端の加速度（図 5.2.16、図 5.2.17）では、回転次数が約 13 及び 36 においてピークが生じているが、これらの次数は、クランク軸ねじり振動の 1 節及び 2 節の次数に一致している。

しかし、正常異常両者において顕著な差異は認められない。

また、他の図においても特に顕著な差異は認められない。

#### 2.4.3 高域平滑解析

図 5.2.20、図 5.2.21 にクランク軸端軸方向及び回転方向加速度の高域平滑解析結果を示す。横軸はクランク角度、縦軸は加速度である。いずれの図においてもクランク角度 360 度で正常と異常に顕著な差異が認められる。従って平均波形で見られた異常信号には相当高い周波数の成分が含まれている。

#### 2.4.4 異常信号の発生原因

当実験では、連接棒大端部締付ボルトゆるみによる異常信号がいずれのセンサーにおいても明瞭に確認できた。

しかしこの異常信号は、前節中型機関において得られた結果とはその発生時期、周波数成分において全く異なるものである。

この異常信号は、それぞれの解析結果からも判るように、非常に衝撃的な高周波数信号であり、その発生時期はちょうどピストンが排気行程上死点に来た時である。

そこでシリンダカバーを解放し、ピストン上面を点検したところ、非常にわずかではあるが、ピストンとシリンドラカバーが衝突した形跡が認められたので、シリンドライナーとシリンドラカバーの間のガスケットの厚さを大きくし、同様の異常を発生させて運転したところ、この異常信号は消滅した。

従って、当実験で採取された異常信号は、連接棒大端部締付ボルトをゆるめた事によりクランクビン軸受間隙が過大となり、排気行程における往復運動部の上向き慣性力によって、ピストンがシリンドラカバーに衝突したため発生した信号であると断定した。

#### 2.4.5 中型ディーゼル機関による実験結果との比較

当実験で得られた異常信号と、前節中型機関における異常信号では、その性質が全く異なるものである事は先に述べた。

その原因は異常に起った関係部品の挙動自体に相違があった事である。すなわち小型機関ではピストンがシリンドラカバーに衝突したが、中型機関ではその衝突は起っていない。

しかし、中型機関において発生したであろう異常現象は、小型機関においても発生しているはずであるが、中型機関において上死点前約 50 度にみられた異常信号（図 5.2.6 を注意深く観察すれば、本当にわずかではあるが排気行程上死点前約 50 度あたりで正常と異常に差が生じているように見えるけれども）は、小型機関ではほとんどみられない。

この理由として、中型機関では機関正常時におけるねじり振動成分が小さかったのに対し、小型機関では非常

に大きいこと（従って小型機関では正常時の信号に異常信号が埋没してしまった）、信号の伝達特性が小型機関と中型機関で異なることなどが考えられる。

## 2.5 ま　と　め

以上今回の実験で得られた解析結果について述べてきたが、以下にそれらの要約を述べる。

- 1) 連接棒大端部締付ボルトのゆるみによる異常信号は、クランク軸端、主軸受台、シリンダライナーに取り付けたいずれのセンサーによっても検出できた。
- 2) しかし、その異常信号はピストンとシリンダカバーの衝突による異常信号である。
- 3) 当実験では、中型機関の実験において異常が検出されたクランク軸のねじり振動成分には、ほとんど異常が認められなかった。

おわりに、当実験で発生させた異常は連接棒大端部締付ボルトのゆるみに相違はないが、機関で発生した異常現象はピストンとシリンダカバーの衝突であった。中型ディーゼル機関においては、ボルトの多少のゆるみでこのような現象が起ることは有り得ない。従って当実験結果をそのまま中型ディーゼル機関に適用することには大きな問題がある。

さらに、機関のデイメンジョンの大小により、信号伝達特性に大きな差異が生ずるものとも推測されるので、小型ディーゼル機関での実験結果を中型ディーゼル機関に適用する際には、これらの問題点を充分考慮しなければ、実用的価値は全く失われてしまうであろう。

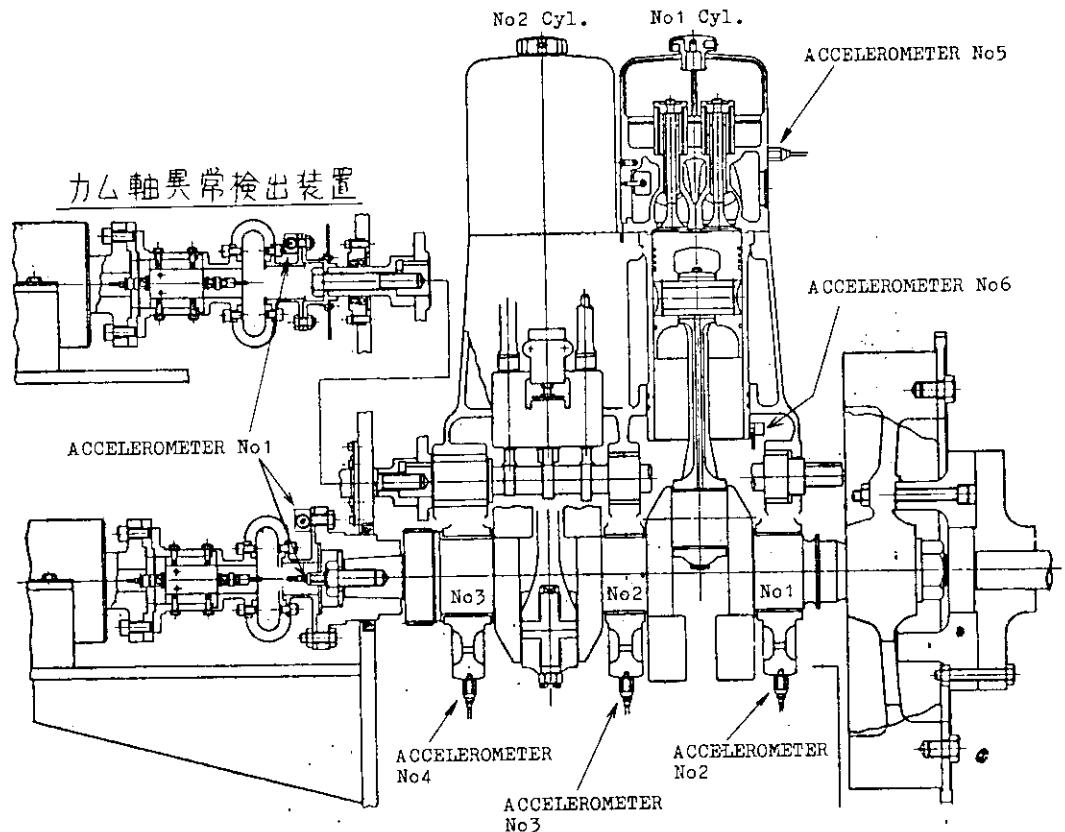


図 5.2.1 計測装置組立図

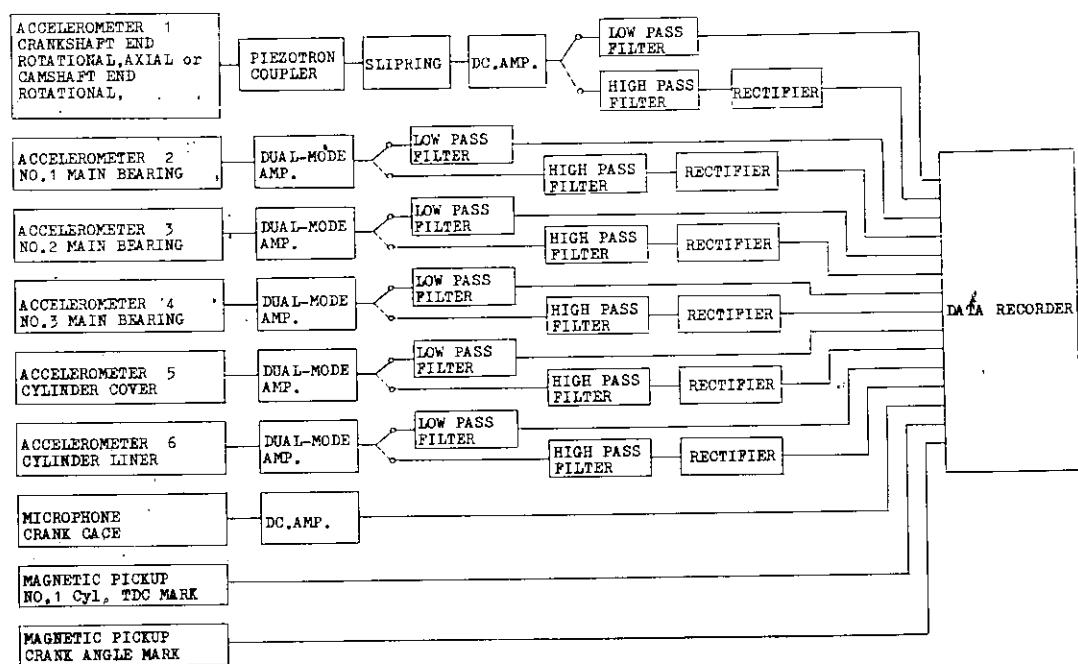


図 5.2.2 計測機器ブロックダイヤグラム

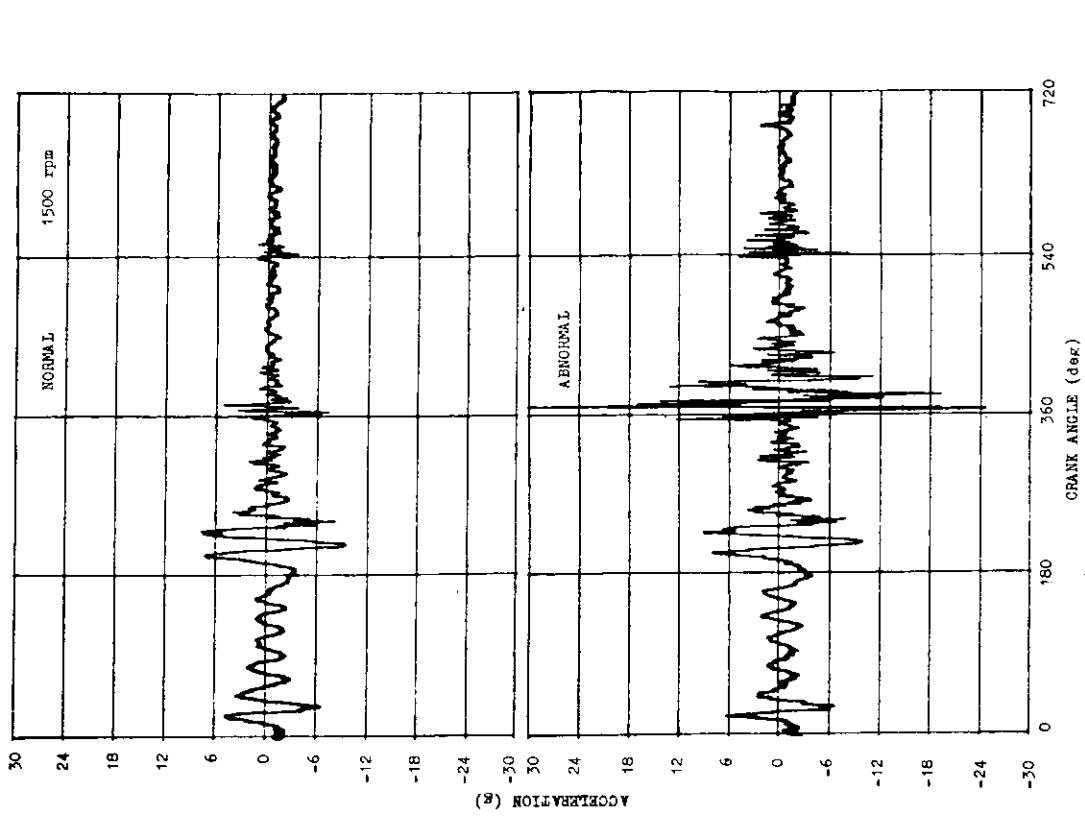


図 5.2.3 振動機器プロファイリング

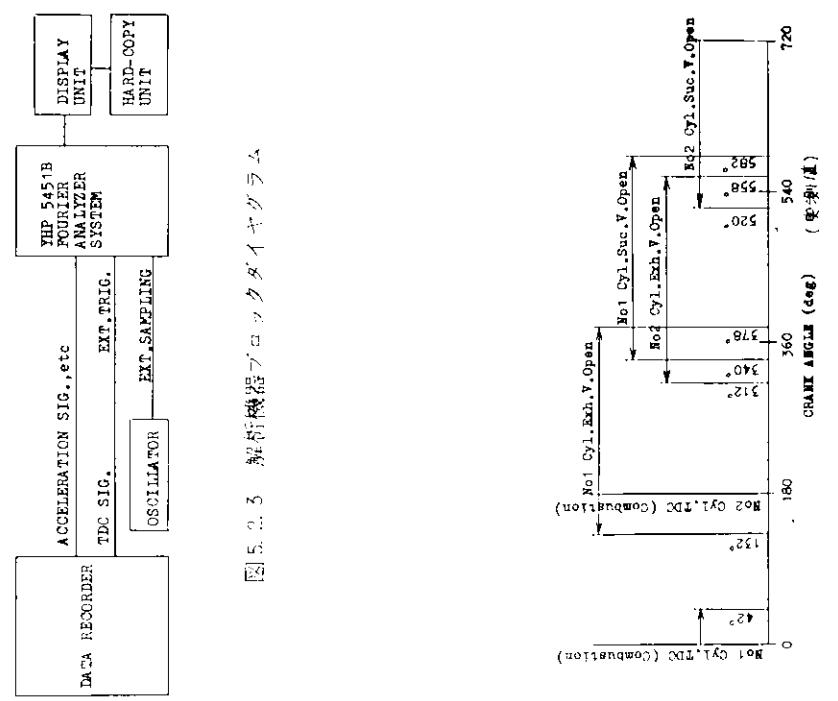


図 5.2.4 バルブタイミング

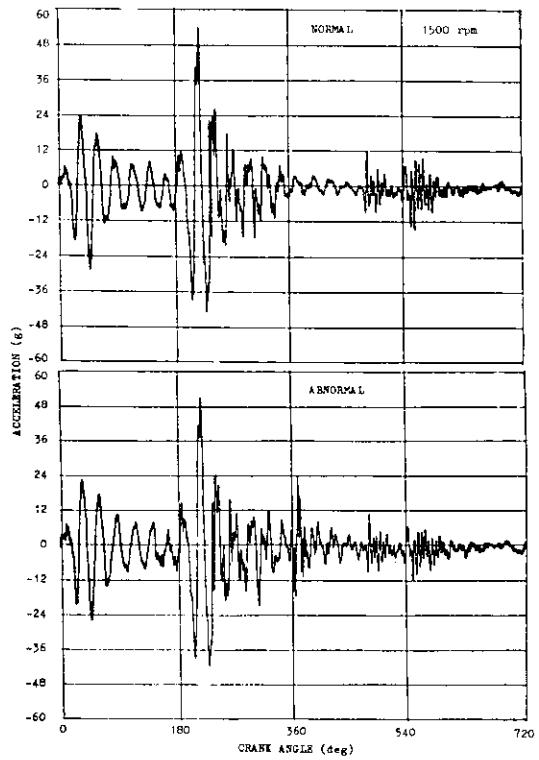


図 5.2.6 クランク軸端回転方向加速度

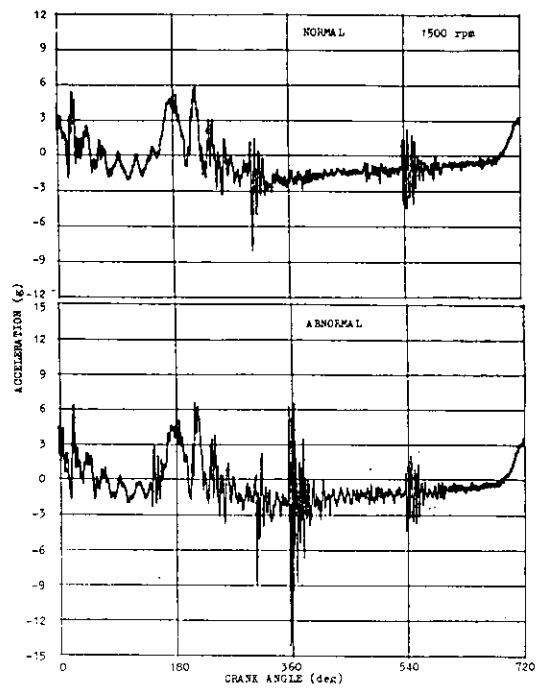


図 5.2.8 主軸受台 No.2 加速度

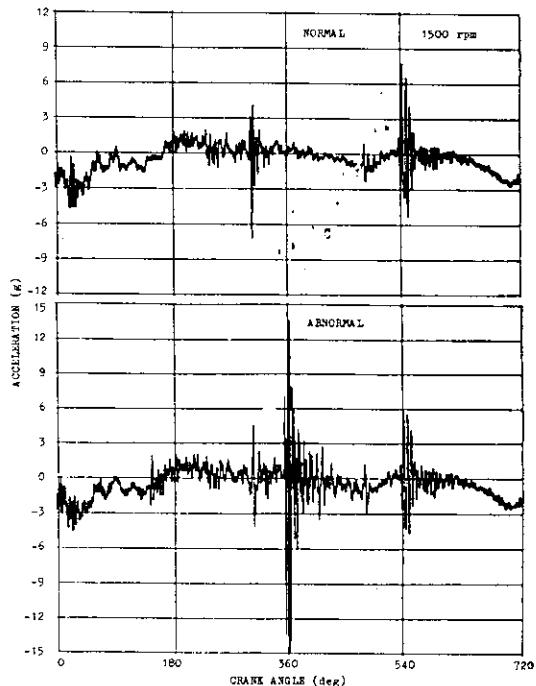


図 5.2.7 主軸受台 No.1 加速度

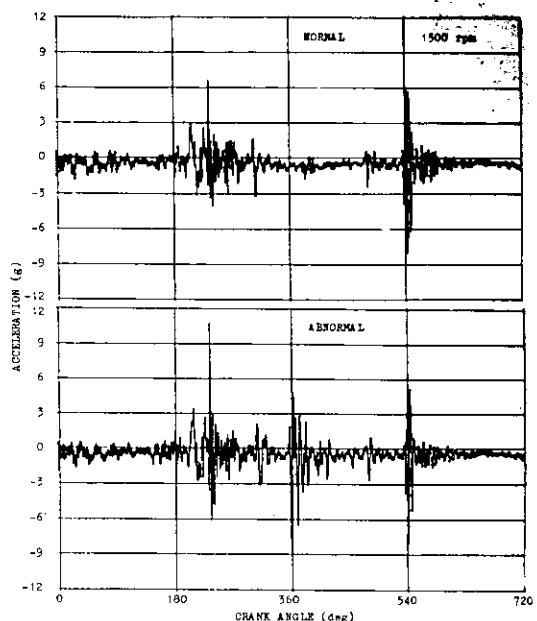


図 5.2.9 主軸受台 No.3 加速度

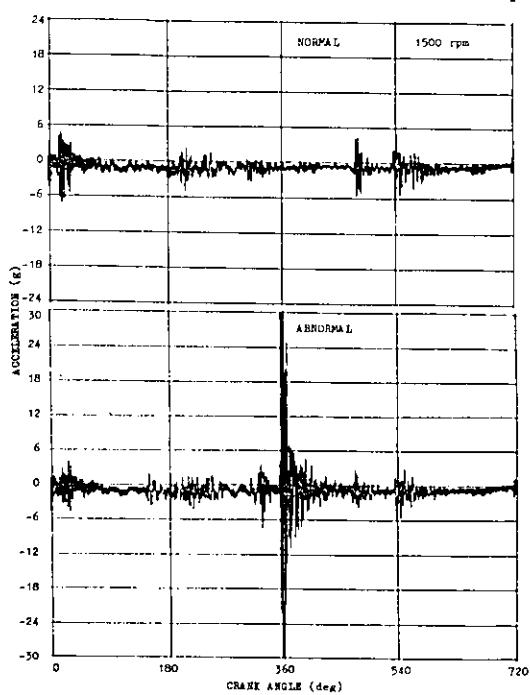


図 5.2.10 シリンダーライナー加速度

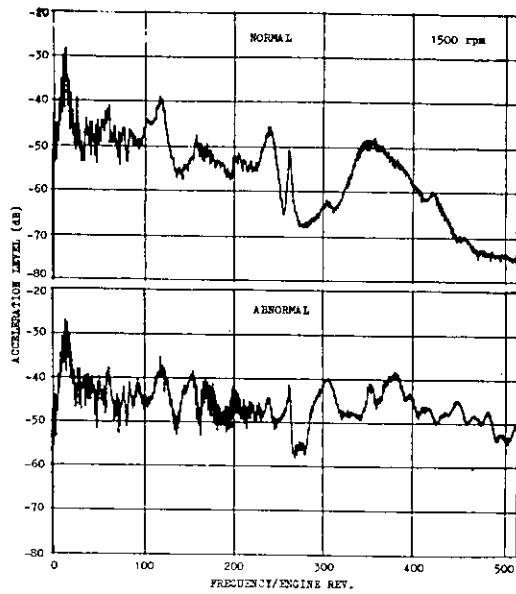


図 5.2.12 クランク軸端軸方向加速度

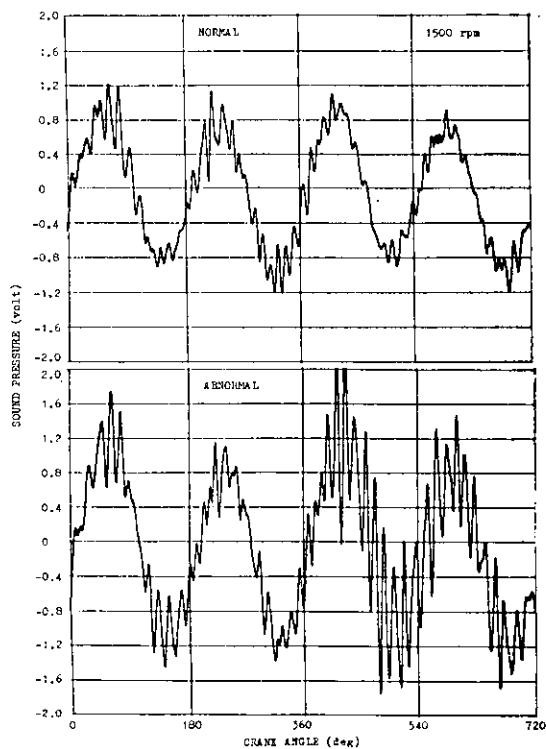


図 5.2.11 クランクケース内音響

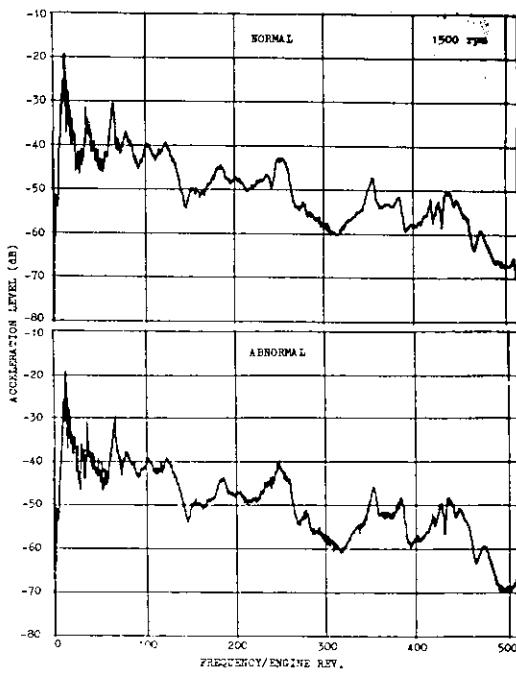


図 5.2.13 クランク軸端回転方向加速度

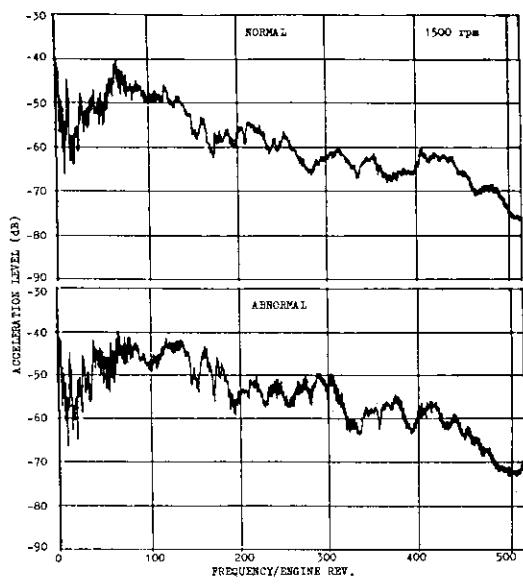


図 5.2.14 主軸受台 No.1 加速度

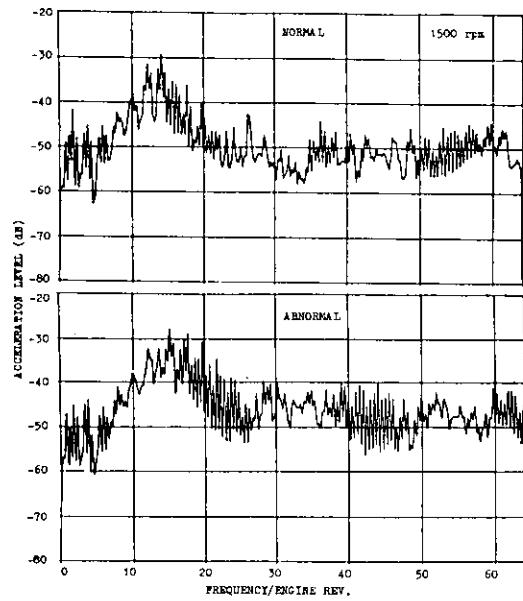


図 5.2.16 クランク軸端軸方向加速度

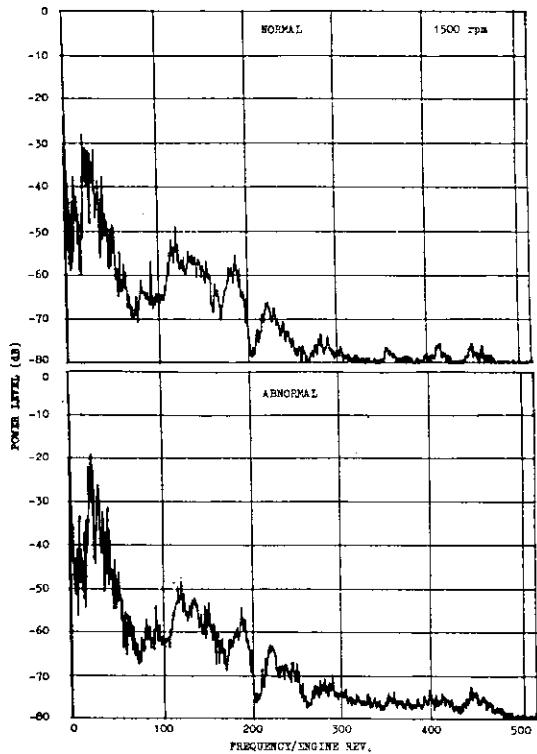


図 5.2.15 クランクケース内音響

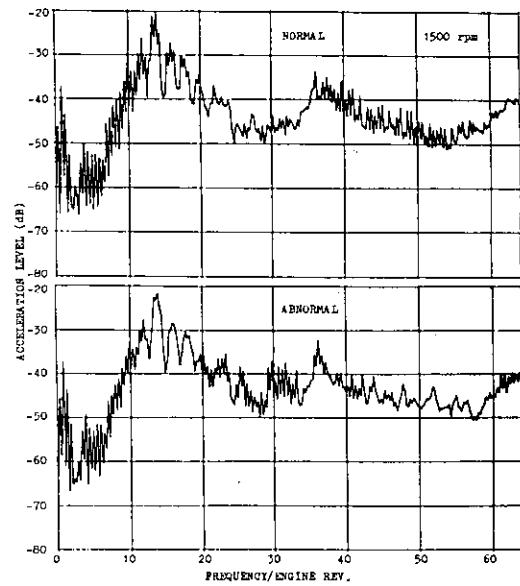


図 5.2.17 クランク軸端回転方向加速度

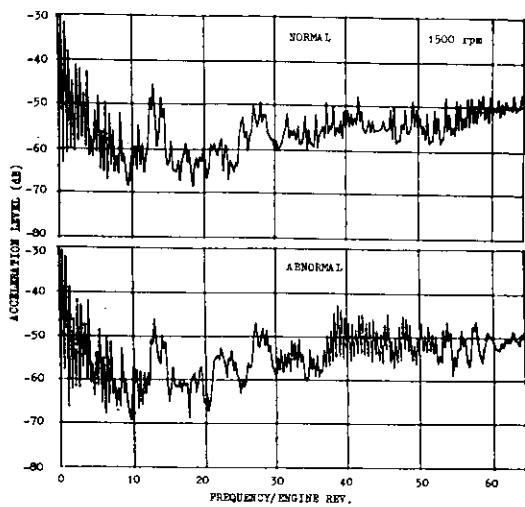


図 5.2.18 主軸受台 No.1 加速度

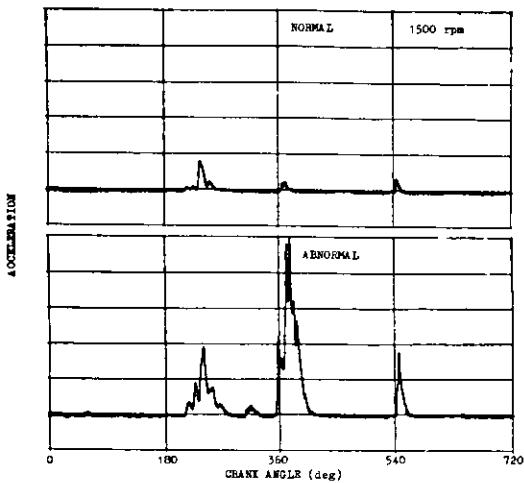


図 5.2.20 クランク軸端軸方向加速度

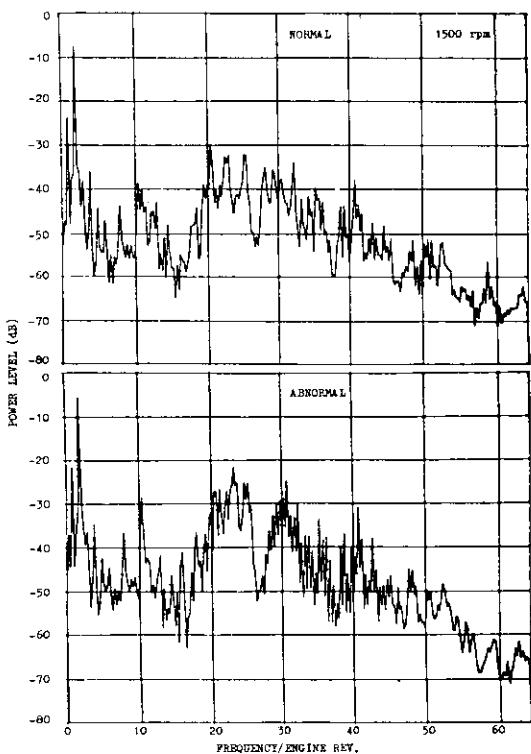


図 5.2.19 クランクケース内音響

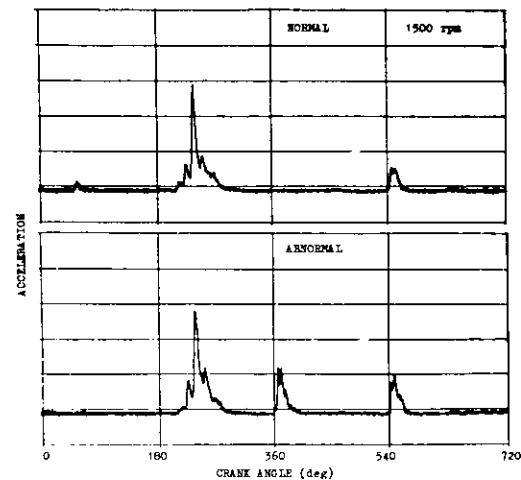


図 5.2.21 クランク軸端回転方向加速度

## 第6章 カム軸の異常検出の研究

### 1. 小型船用ディーゼル機関におけるカム軸系作動異常の検出

#### 1.1 まえがき

カム軸系の作動に関する異常としては、ローラのスティック、焼付、破損、弁バネの破損、弁間隙異常、動弁軸焼付、排気弁ガイドライナー焼付等が挙げられる。これらの異常に対しては、前年度の研究（吸排気弁の作動異常の研究）において、異常が生じている近くに加速度変換器を取り付け、採取される信号のうち高周波数成分に着目すれば、その成分の振幅の変化や、発生するクランク角度から異常が明らかに検出できることが確認された。しかし、この方法では、数多くの加速度変換器を取り付けるか、あるいは定期的に各所に加速度変換器を当てて、異常を診断することが必要で、その診断法は繁雑となる。本年度は、これらの異常に対し、カム軸端で集中した監視を行ない異常を検出できるかどうかの可能性を検討するために実験を行なった。

#### 1.2 実験方法

##### 1.2.1 供試機関及び計測装置

供試機関及び計測装置は前章2節「小型船用ディーゼル機関におけるクランク軸系作動異常の検出」と同一であるのでその説明は省略する。ただ、前章2節の実験ではクランク軸端に加速度変換器を取り付けたが、当実験ではカム軸端回転方向にそのセンサーを取り付けた。その他のセンサーについては前章と同様であり、また今回新たにシリンダカバーにも加速度変換器を取り付けた。

##### 1.2.2 異常の設定

機関に発生させる異常として、動弁軸の焼付を選んだ。

しかし、動弁軸受の摺動速度は一般の軸受にくらべ非常に遅く無給油の状態でも焼付状態の再現は困難であった。そこで図6.1.1に示す特殊動弁軸を製作し、動弁軸受を横側から締め付けて、異常状態の再現を図った。

なお、異常は#6.1シリンダで発生させた。

##### 1.2.3 機関の運転及びデータの採取

機関の運転は、始め回転数1,500 rpm、制動馬力15 PSに設定して行ない、そのままの状態で徐々に動弁軸受締付用ナットを締め付けていった。ナットの締付を増すと、ある締付状態で急激に動弁軸の焼付状態が再現され、排気弁が完全に閉じなくなり、回転数が下降した。その間各センサーによって採取される信号をデータレコーダーに記録した。

#### 1.3 解析法

当研究の本来の目的は異常を発見するのみならず、異常の予知を行なうことにある。後者の目的を達成するためには、機関が正常状態から異常状態へ移行する、その過程における信号の変化に着目するのが最良である。

しかし、本研究ではその遷移状態における適当な解析法が確立されていないこと、急激な回転数下降のため遷移状態でのデータが充分採取できていない、などの理由から、異常が完全に発生している状態での信号と、回転数負荷が同じである正當時の信号を比較した。

しかし、本実験で得られた異常時の信号は、機関回転数のばらつきが大きいので、前章で行なった信号の平均化はできなかつた。

従って、図に示した結果は機関2回転分の信号波形を示している。

しかし、データの再現性は良好であることが確認されている。

## 1.4 解析結果及び考察

### 1.4.1 カム軸端回転方向加速度

図6.1.2にカム軸端回転方向加速度の波形を示す。上段が機関正常時、下段が機関異常時の波形である。横軸はクランク角度で、これは前章2節のクランク角度と同一である。従ってM1シリンダの爆発上死点は0度、M2シリンダの爆発上死点は180度である。縦軸はセンサー取付位置における加速度である。

正常異常とも、前章2節のクランク軸端では見られなかつた高い周波数（約1.300Hz）で振動しているが、この振動もクランク軸と同様にカム軸のねじり振動ではないかと推定される。

またクランク角度0度及び180度からその振幅が大きくなっているが、その時期は両シリンダの爆発時期であり、また前章2節のクランク軸端の振動波形から類推して、クランク軸付カム軸駆動歯車の回転変動によって励振されたものと考えられる。

しかし正常時と異常時の信号には顕著な差は認められない。

### 1.4.2 シリンダライナー加速度

図6.1.3にシリンダライナー加速度の波形を示す。

機関正常時には非常に高い周波数の信号が数個見られるが、図中示した(1)はM1シリンダの爆発による振動、(2)はM2シリンダの爆発による振動、(4)はM1シリンダの排気弁閉の振動と推定され、(3)(5)の信号についてはよく判らない。

これに対し機関異常時では(1)の信号がほとんど消失し、(2)の振幅が増大している。(1)の信号が消失したのは排気弁が完全に閉じなかつたためにM1シリンダが失火しているからであり、(2)の信号の振幅が増大しているのはM2シリンダだけで、両シリンダ分のパワーを受持つてゐるからである。

さらに、(a)の信号が新たに出現し、(4)の信号より少し早い時期に(b)の信号が出現している。(a)の信号は、軸受が焼付状態にあるロッカーアームをブッシュロッドが突上げた時の衝撃によるものと推測されるが、(b)の信号はピストンと排気弁の衝突にしてはその発生時期が不自然であり、その原因は不明である。

### 1.4.3 シリンダカバー加速度

図6.1.4にシリンダカバー加速度の波形を示す。

機関正常時、図中示した(1)はM1シリンダの爆発による振動、(2)はM2シリンダ爆発による振動、(3)はM1シリンダ排気弁閉の振動、(4)はM1シリンダ吸気弁閉の振動であると推定される。これらの信号は前年度の「中型船用ディーゼル機関における排気弁作動異常の診断」で得られた信号と同種のものである。

これに対し、機関異常時では、シリンダライナー加速度でも出現した信号(a)の他に、クランク角度360度で衝撃的振動が出現している。後者はその発生クランク角度から排気弁とピストンが衝突したためであると推定できる。

### 1.4.4 №2主軸受台加速度

図6.1.5にM2主軸受台加速度の波形を示す。

機関正常時には、クランク角度0度と180度に頂点をもつ2つの山がみられるが、機関異常時はクランク角度0度に頂点をもつ山が消滅している。これは異常にM1シリンダが圧縮不良、失火を起したため当然

の結果といえる。

## 1.5 ま　と　め

以上実験結果について述べてきたが、これらを要約すると、

- 1) 動弁軸の焼付状態が発生すると、ブッシュロットがロッカーアームを突上げるとき異常振動が発生し、その信号はシリンダカバー、シリンダライナー等に取り付けた加速度変換器で採取できる。
- 2) シリンダカバーに取り付けた加速度変換器では、さらにピストンと排気弁の衝突時の異常信号も採取できる。
- 3) 異常が発生することにより、排気弁が完全に閉じなくなつて失火が起る。従って機関の性能に大きな変化が起る。そのため主軸受台等の加速度波形にもはつきりとした変化が生じる。
- 4) 当初の主目的であったカム軸端での異常の検出は困難である。
- 5) 従って、カム軸系の作動異常の検出には、シリンダカバー等に加速度変換器を取り付ける、前年度研究した方法をとらざるを得ない。

以上のような事柄が判明した。しかし今回の研究では次のような問題点も残されている。

- 1) 供試機関が小さいため、カム軸端の計測装置はカム軸の大きさに較べ非常に大きくなっている。従ってカム軸はカム軸本来の挙動（ねじり振動なども含む）を行なっていないと推定される。
- 2) 異常の再現方法や解析法不備のため、正常から異常への移行の過程が解析できていない。
- 3) 異常を発生させることにより、失火が起るなど正常と異常で機関性能上差が有り過ぎる。
- 4) 異常検知システムの採用が期待される中型機関においては排気弁とピストンの衝突などはほとんど有り得ない。従って前章2節でも述べたように、小型機関で実験を行なう場合は中型機関との構造上の差、さらには信号の伝達特性の相違等に細心の注意が払われなければ、それらの結果は実用的価値を失ってしまうであろう。

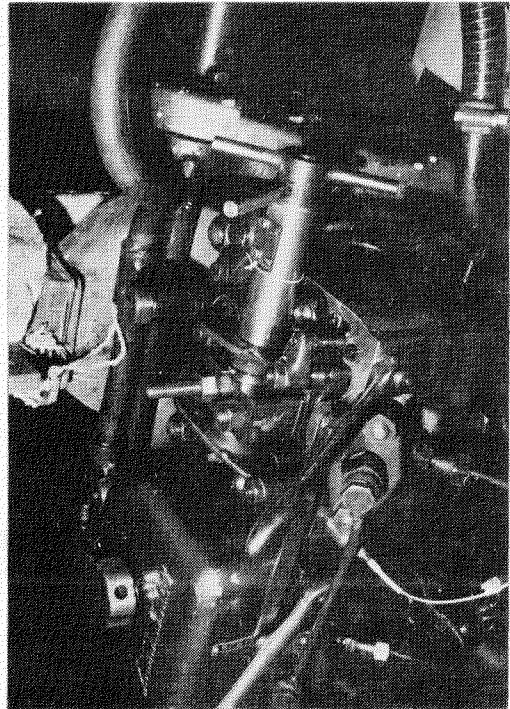
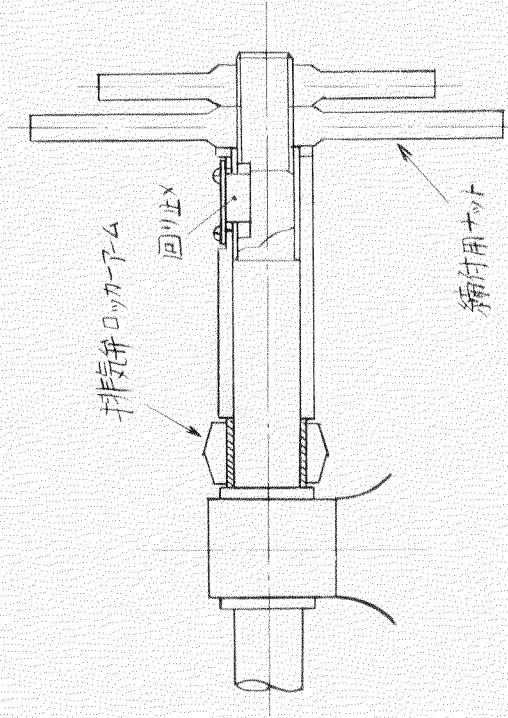


図 6.1.1 特殊動弁軸

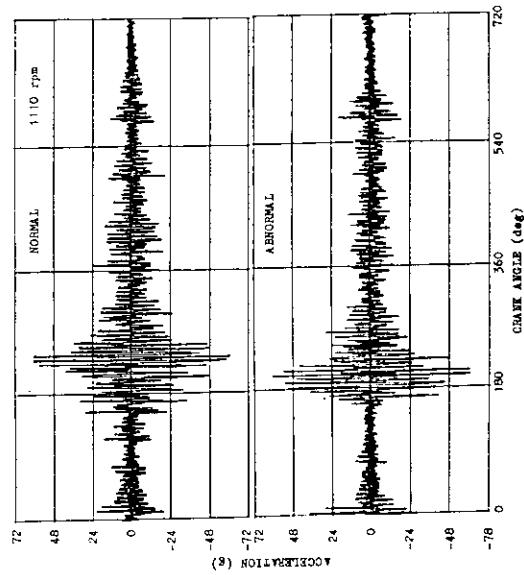


図 6.1.2 力ム軸端回転方向加速度

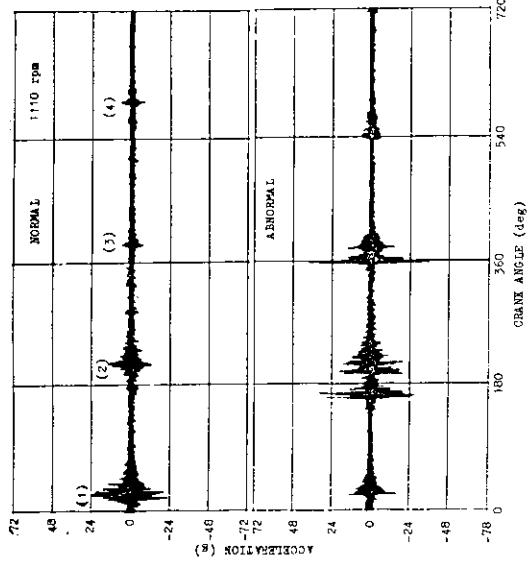


図 6.1.3 シリンダライナー加速度

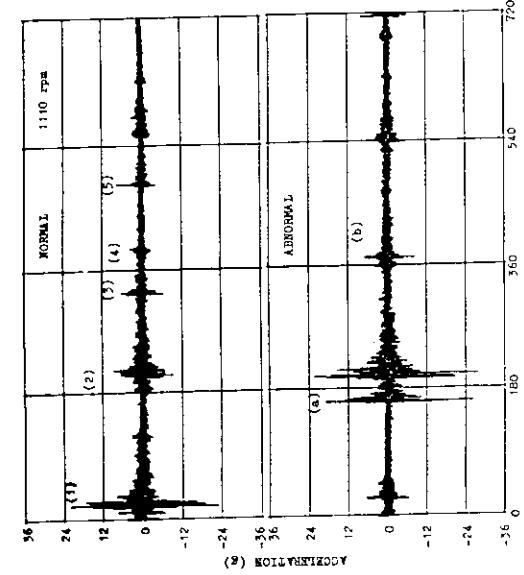


図 6.1.4 シリンダカバー加速度

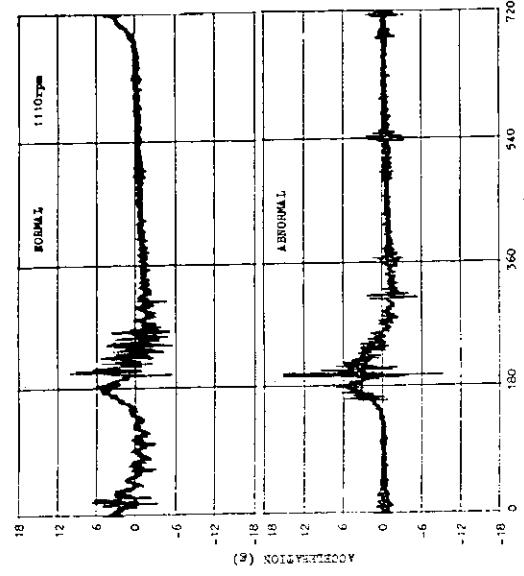


図 6.1.5 フリ 2 主軸受台加速度

## 第7章 シリンダライナのスカッフ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ッフィング（シリンダライナとピストンおよ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ことは、機関の事故防止および信頼性向上の点から非常に重要なことである。

そこで、シリンダライナのスカッフィング発生時に現われる諸現象を定性的に把握して、そのスカッフィング診断法を得るために、まず最初、小形機関をモータによって駆動し、適当な機関条件を選んでスカッフィングを発生させ、スカッフィングとシリンダライナの振動、機関の発生音およびクラランク軸端の振動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およびピストンとシリンダライナのすきまを同時に計測し、スカッフ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7.1に示し、その全体写真を図7.2に示す。試験機関の計測対象シリンダはNo.4シリンダとし、スカッフィング発生シリンダをNo.4シリンダに限定するため、No.1～3シリンダにはピストンを入れず、単純化した。したがって、1シリンダモータリングによるトルク変動が大きくなるので、フライホイールを装備し、その回転変動を±1%以内に制限した。そして、またスカッフィング発生時の異常な軸ねじりを防ぐために電磁クラッチを装備し、モータの電流値によって作動する安全装置として用いるとともに、トルク計を装備してトルク変動を計測できるようにした。

つぎに、試験機関主要目とモータリング要目を表7.1に示す。モータリング運転時の圧縮圧力を燃焼運転時の最高圧力に等しくするため、ピストン頭部を加工し、圧縮比を18.5から28.4に上昇させた。また、モータリング運転時のシリンダ内平均温度を燃焼運転時のそれと等しくして、熱的条件を合せるために吸気を加熱できるようにした。すなわち、モータリング運転時の吸気温度を280°Cに加熱することによって、定格出力燃焼運転におけるシリンダ内平均温度と同じにできる。

表7.1 試験機関主要目とモータリング要目

	機関主要目	モータリング要目	
機関形式	4D92	→	
シリンダ数	4	1 (No.4 cylのみピストン挿入)	
内径×行程	92mm×98mm	→	
燃焼室方式	直接噴射式	吸気温度	約300°C
圧縮比	18.5	28.4	
定格出力	35kW/2450 rpm	モータリング回転数	1.000 rpm 1.600 rpm 1.900 rpm
軸トルク	1.4kg-m/1200 rpm	軸トルク変動巾	±2.87kgm ±2.0kgm ±1.98kgm
平均ピストン速度	7.51m/s	3.2m/s 5.2m/s 6.2m/s	
平均有効圧力	4.94kg/cm <sup>2</sup>	圧縮圧力	4.75kg/cm <sup>2</sup> 5.0kg/cm <sup>2</sup> 5.34kg/cm <sup>2</sup>
機関寸法	長790mm×巾580mm×高1226mm	→	

また、シリンダライナとピストンの状態を図7.3に示す。シリンダライナとピストンのすきまを狭くして、ス

カッティングが発生しやすいようにしたいので、テスト用ライナは内径が標準より 0.16mm 小さいボーリング前のライナを使用し、ピストンは標準品を使用した。したがって、ライナ表面はバイト仕上げで、表面粗さは標準の 1.5 S にくらべて 1.8 S と粗い。また、ピストンリングも図 7.3 に示すように、形状、面圧、材質などを変更してスカッティングが発生しやすいようにした。

## 1.2 計測方法

主要計測項目とその計測方法を図 7.4 および図 7.5 の計測プロックダイアグラムに示し、加速度計、その他センサの取付状況を図 7.1 および図 7.6 に示す。シリンダライナの加速度の計測はライナ下端の P 側および A 側に加速度計をねじで固定して、P-S 方向、P-A 方向の加速度を計測し、ライナ表面部温度およびライナとピストンのすきまの計測は S 側のほぼ中央に表面温度センサおよびギャップセンサを取り付けて計測した。ここでギャップセンサの使用温度範囲は 150°C 以下であるので、それを考慮してライナ上端より 96mm 下に取付けた。

音の計測は 1/6.4 シリンダのカバー高さにて、0.5m 離れた位置に騒音計をセットし、クランク軸の振動はベアリングチャッカを用いて、その先端をクランク軸端 (P 側、センタ穴) に手で押し当てて計測した。

そして、これらの計測データはデータレコーダに収録し、図 7.7 に示すデータ処理プロックダイアグラムによって処理した。すなわち、比較的現象の遅い回転数、電流値などは電磁オシログラムに再生出力してオシログラムに記録し、現象の早い加速度、音などはシンクロスコープに出力して写真撮影した。

## 1.3 実験運転及び実験経過

スカッティング発生実験経過を図 7.8 に示す。実験は 4 回実施し、第 1 回はスカッティング発生条件を得る予備実験で、第 2 ~ 4 回実験を機関回転数 1,000, 1,600 および 1,900 rpm で行なった。

まず、実験運転手順は機関を吸、排気弁全開の状態で起動し、機関回転数が上昇したのち、吸、排気弁を作動させて圧縮運転を行なった。つぎに吸気をプロパンガスバーナで約 300°C に加熱するとともにシリンダジャケット内の冷却水を抜き、ライナ上部壁温度 (S 側上部、計測点 1/6.1) が約 160°C に達した時点から連続計測を開始した。そしてライナ温度が徐々に上昇し、その温度が 200°C 以上に達するとピストンスカートとライナの隙間がなくなり、スカッティングが発生し、それが増大するとともにモータの電流が大きくなつた。そしてモータの電流値がある設定値 (この場合 30 A) に達すると、安全装置が作動して機関は自動的に停止する (第 1 回および第 4 回実験) が、第 2 回および第 3 回実験は安全装置の設定を設定範囲外にずらせて実験したため、第 2 回実験では安全装置の働きが遅く、また、第 3 回実験は安全装置が働かず、スカッティングの程度が極めて進行し、機関が停止したのち手動でスイッチを切つた。しかし、シリンダライナは第 1 回 ~ 4 回実験を通じて、スカッティングによるダメージの程度が小さかった (FC ライナと A1 ピストンの組み合せのため) ので、油砥石で修正して連続使用した。したがって、スカッティング発生時のライナ温度は実験回数とともに上昇した。なお、潤滑油は燃焼運転に用いるもの (ディーゼルエンジンオイル 330#) より粘度の低いディーゼルエンジンオイル 120# を用い、ライナとピストン摺動面への潤滑はクランクはねかけ式である。

## 2. 実験結果とその検討

### 2.1 スカッティング発生状況

本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、機関をモータリングによって運転して吸気温度を上げ、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、ピストンとライナをだきつかせてスカッティングを発生させる方法をとつたので、その状況はモータ電流 A によっては握できる。そこで正常運転時のモータ電流 Ao (計測点 1/6.1 のシリンダライナ壁温度が約 160°C の時、第 2 回実験では M-4、第 3 回および第

4回実験ではM=1の点をとった)との比A/A<sub>0</sub>の変化を図7.9に示す。また、実験後のピストンとライナの状況を図7.10に示す。

まず、第2回実験(1,000rpm)はモータ電流が機関停止数分前(変曲点①とする)から徐々に上昇し、8秒前(変曲点②とする)から上昇速度が大きくなり、そしてA/A<sub>0</sub>が3付近で安全装置が動らき停止した。その時のピストンとライナの状況はスカッフィングにはいたらず、ピストンスカート部が熱のために黒く変色している程度で、ライナも異常はなかった。これはピストンスカート部でピストンとライナのだきつきによる摩擦力の増大のため、回転数が低いから摩擦回数も少なく、比較的油膜の保持がよかつたためと思われる。

つぎに、第3回実験(1,600rpm)はモータ電流が機関停止数分前(変曲点①とする)から徐々に上昇し、5~4.5秒前(変曲点②とする)から上昇速度がやや大きくなり、2.5~2秒前(変曲点③とする)から急上昇し、さらに1.5秒前(変曲点④とする)から急激に増加し、回転数が急速に低下して機関が停止したのち手動でスイッチを切ったので、A/A<sub>0</sub>が4付近まで上昇した。その時のピストンの状況はピストンスカート部でピストンピンの両側の4ヶ所に大きなスカッフィングが発生し、さらに、P側とS側の各3ヶ所にもスカッフィングが発生した。これは第2回実験にくらべて回転数が高いので、摩擦回数も多く、油切れとピストンの膨張によるすきまの減少によって、一旦スカッフィングが始まると急速に進んだものと思われる。

つぎに、第4回実験(1,900rpm)はモータ電流が機関停止数分前(変曲点①とする)から徐々に上昇し、1秒前(変曲点②とする)から上昇速度がやや大きくなり、2秒前(変曲点③とする)からさらに大きくなるが、A/A<sub>0</sub>が1.3で安全装置(30A)が動いて自動的に停止した。その時のピストンの状況は第3回実験と同じピストンスカート部でピストンピンの両側の4ヶ所に軽度な局部スカッフィングがあった。すなわち、停止時は変曲点③直後であり、これは第3回実験の変曲点③直後のスカッフィング状況と同じと推定される。

そこで、以上の状況を総合的に考慮すると各変曲点は次のような状態によって発生したものと考えられる。

- ①; ピストンとライナの間隙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; 上記局部にスカッフィングが発生。
- ④; スカッフィングが全面的に拡大。

また、第2回~4回実験ともピストン上部およびピストンリングにはスカッフィングの徵候は見られなかった。

以上の実験のうち、スカッフィングの程度が一番進行した第3回実験結果がスカッフィングの状況観察、解析に最適であるので、第3回実験を主体に検討する。

まず、スカッフィング発生状況の連続オシロ波形を図7.11に、ライナ局部温度変化を図7.12に示す。ここでモータ電流の変曲点は明確でなく、変曲点①は機関停止前3~2分、②は5~4.5秒、③は2.5秒、④はほぼ1.5秒と考えられる。したがって、本格的なスカッフィング発生開始と考えられる変曲点③を機関停止前2.5秒としモータ電流値急上界開始点とすると、この点から機関回転数が低下し、クランク軸加速度(F-A方向)、軸トルク、音などはマクロ的に見て、この点から変動幅が大きくなることがわかる。また、ライナ局部温度変化は全体的に時間とともに上昇するが、局部的にP側の中部(計測点M6.4)が約10分前から、S側の中、下部(M6.2,7)が7分前から上昇し、変曲点③から急上昇する。また、S側の上部(M6.1)、A側の中部(M6.3)、F側の中部(M6.5)はピストンスカートが直接当らないため、スカッフィングは起らず急激な温度上昇はない。

## 2.2 スカッフィング発生時の諸現象

スカッフィング発生時諸現象の拡大波形を図7.13に示す。これは図7.11のオシロ波形の時間軸を拡大したものであり、軸トルクは変曲点③(電流急上界開始点)から波形が崩れ始め、③後2秒前(停止直前)ではトルク変動が極めて大きくなる。ライナ表面部温度は停止直前でわずかな変化が現われるが、これはセンサ先端でスカ

ッフィングが起きない限り、その検知がむずかしいことを示す。また、ライナとピストンのすきま（ピストンの動き）の計測波形が現われ、その両側に第1リンク、第2リンクおよびオイルリング通過時の凸形の正常運動波形が現われている。そして、③後1秒（変曲点④）のピストン上昇行程で約1.440Hzの振動波形が現われているが、これはピストンとライナのスティック、スリップ現象である。しかし、いずれにしても異常波形の発生は変曲点③以後であり、スカッフィング発生検知信号としては遅すぎ、実用的でない。

つぎに、加速度波形写真を図7.14-1に、加速度、音波形写真を図7.14-2に示す。

クランク軸加速度（FS方向）は変曲点③前10秒から下死点付近で振幅が大きくなり、変曲点③からさらに顕著になる。

音については大差なく、変曲点③後1秒（変曲点④）で音圧レベルが大きくなる程度である。

シリンダライナ加速度波形は正常時には上死点および下死点付近で振幅が小さくなり、その中間のピストン速度が高い位置で大きくなるが、その後変曲点③前7分（M-2）付近から下死点の振幅の小さい所にひげ状の異状波形が現われ始め、③前2分（変曲点①、M-3）で明確に現われる。そしてスカッフィングが始まる変曲点③（電流急上昇開始点）に近づくに従ってひげ状波形が大きくなり、ピストン速度が高い上、下死点の中間の波形振幅が小さくなる傾向がある。そして、またその後の機関停止直前では、さらにその傾向が助長され、上、下死点部の振動波形が主となる。なお、これらの状況はFA方向より、PS方向が顕著である。

### 2.3 シリンダライナ、クランク軸および機関発生音の周波数分析

#### (1) シリンダライナ、クランク軸のハンマーリングおよび計算による固有振動数調査

シリンダライナの固有振動数を確認するために、機関組込時の支持条件と同様にライナの上端部を固定しハンマーリングテストを行なった（周波数分析器：SD社、335型；以下すべてこの分析器を使用した）。

その周波数分析結果は、図7.15に示すように、数多くの固有値をもち、これらはリング型、曲げ、ねじりおよび縦の単独振動あるいはそれらの複合振動であり、非常に複雑な振動形態をとる。図中には参考のために計算によって得た約10KHz程度までの固有振動数とその振動モードを点線で示した。リング型振動については最低次のリング面内振動を1次振動とし、順次2次、3次……という言い方で表現し、ライナの軸方向のnodeの数で節数を表わした。また、曲げ、ねじりおよび縦振動については、ライナの軸方向のnodeの数で節数を表わした。

これらの計算結果から判断すると、計算結果はハンマーリングテストによる結果と必ずしも一致していないが、リング型の振動が大半を占め、10KHzまでに約20ヶ弱の固有値がある。また、10KHz以上の固有振動については計算を行なっていないが、次数および節数がさらに増加したリング型振動が大部分を占めるものと思われる。

図7.16は同様にクランク軸の両端を単純支持し、軸方向のハンマーリングにより縦固有振動数を計測したものである。図中（）内は計算結果を示すが、この値はクランク軸からフライホイール直前のギヤカッブリングまでの系を解析して得たものである。

#### (2) 実測データの周波数分析による検討

図7.17～図7.19には第3回実験におけるシリンダライナPS方向加速度、クランク軸縦方向（FA方向）加速度および機関発生音の周波数分析結果を示す。なお、スカッフィングの進行度を定量的に示すスケールとしてモータ電流比A/A<sub>0</sub>をパラメータとして用いた。

図7.17のライナ加速度を分析した結果では、A/A<sub>0</sub>=1.16（変曲点③前0.5秒）に至っても、各周波数成分およびレベルともに大きな差はみられない。この状態では35～40KHzが主な振動成分であり、20KHz以下の成分はこれと比較すると相対的に小さなレベルとなっている。しかし、A/A<sub>0</sub>が1.25、2.57の変曲点③以

後の状態に至ると 20KHz 以下で 2~3, 7~9, 11~13, 16~18KHz の振動成分が増大し、逆に 30KHz 以上の高周波成分が減少傾向を示している。このため、スカッフィングの進行につれてオーバオール値での振幅が減少するという結果が得られている。これは計測に用いたビエゾ型加速度の感度が 30~50KHz において高いためにこのような結果となったものと考えられる。

この傾向は図 7.14 の振動波形から、電流比  $A/A_0$  が上昇するにつれてピストン速度最大位置付近での高周波成分が減少し、下点でのひげ部分の 20KHz 以下の振動成分が増大することからもわかる。すなわち、下死点のピストン停止後の速度極小位置付近におけるピストンのスティック起振力がライナの低次の固有振動によるひげの発生をもたらすものと思われる。なお、このひげは図 7.26 のひげ部拡大写真によると変曲点③では 9~15KHz の成分が中心となっている。また、下死点と上死点の中間であるピストン速度最大位置付近では、ピストンとライナ間の相対すべり速度が大きいために、20KHz 以下の低次の固有振動数成分がほとんど生じず、高次の振動が支配的になるものと考えられる。

先に考察したように、ひげ状の異常波形の発生は変曲点①（③前 2 分、M=3）で確認されているが、この程度の変化では周波数分析によっては検知できない。したがって、ライナの加速度によるスカッフィング検知法については、周波数分析によるよりも、ひげ状の異常波形の発生を監視する方が、はるかにスカッフィングの発生に対して感度がすぐれおり有利である。

つぎに、第3回実験におけるクランク軸加速度の周波数分析結果を図 7.18 に示すが、これは前述のクランク軸単体の縦固有振動の計算結果より 1~7 節の縦固有振動数範囲が 2.5KHz 以下の低周波数域にあるので、この範囲を強調しておけば良いであろうとの考え方から、加速度検出器（ペアリングチェック）の後に増幅器（DC~2.5KHz）を入れた。したがって、増幅器の周波数特性域外ではフィルタを用いたように減衰している。

そこで、図 7.18 のクランク軸加速度と前述のライナ加速度の周波数分析を比べるとクランク軸加速度は固有振動成分がはっきりと現われている。そして、クランク軸加速度の場合には、変曲点①と②の間 ( $A/A_0 = 1.02$ , 変曲点③前 30 秒) ですでに 2.5KHz, 5KHz 前後でレベルの上昇がみられ、変曲点③および④ ( $A/A_0 = 1.25, 2.57$ ) ではさらに上昇しており、スカッフィング検知の手段として用いられることを示している。

また、図 7.19 の機関発生音の周波数分析では、変曲点③ ( $A/A_0 = 1.25$ ) において、2~3, 6.5~8.5KHz の成分が正常時 (M=1) と比べ多少上昇する程度であり、スカッフィングの検知方法として適当でない。

次に、図 7.20~図 7.25 は第2回実験（回転数 1,000 rpm）および第4回実験（回転数 1,900 rpm）の加速度と機関発生音の周波数分析結果であり、図中には正常時 (M=1) と停止 2.0 秒前（第2回実験では変曲点②後 6 秒、第4回実験では変曲点③）の分析結果を示している。

第2回実験（図 7.20~7.22）ではスカッフィングは発生しておらずスカッフィング発生時のデータではないが、変曲点②後 6 秒（停止 2.0 秒前）には電流比  $A/A_0$  が 2.55 に上昇しているため、ライナ加速度では 11.5, 14.2, 16.1KHz の成分が、クランク軸加速度では 2.4, 7.0KHz の成分がそれぞれ上昇している（この場合のクランク軸加速度計測装置は第3回実験と同じ）。また、機関発生音についても全体的なレベルの上昇を示しており、特にライナの固有振動数成分と考えられる 8.7, 15.7KHz での上昇が著しい。

第4回実験（図 7.23~7.25）では、軽微なスカッフィングが発生した状態で停止したが、変曲点③の停止 2.0 秒前では  $A/A_0$  は 1.2 程度であり、第3回実験の停止 2.0 秒前（変曲点③）と同程度である。したがって第4回実験のライナ加速度、機関発生音の周波数分析結果（図 7.23, 図 7.25）は第3回実験のこれらの周波数分析結果（図 7.17, 図 7.19）と同様に異常と正常を比べた場合、異常時に固有振動数成分の上昇がみられる。

第4回実験のクランク軸加速度の周波数分析結果を図7.24に示すが、第4回実験では、第2、3回実験の軸系からトルク計を除き、かつ、参考のために、計測系から周波数特性DC～2.5KHzの増幅器を除いて計測周波数を高周波域まで広げた。この図7.24においては第3回実験のクランク軸加速度の周波数分析結果(図7.18)と同様に正常時(M=1)と異常時(変曲点③)には2.5KHz前後に10dB程度の差が、5KHz前後においても若干の差がみられるが、DC～2.5KHzの増幅器を除いたために振動レベルが高周波域まで広がって、全体としてスカッフィングによる異常検知が困難になった。したがって、第2、第3回実験のようにDC～2.5KHzの増幅器またはローパスフィルタを使用し低周波域を協調した方が異常検知に有利なことがわかった。

#### 2.4 バンドパスフィルタ波形処理による検知

本研究はスカッフィング現象を初期の段階で検知する手段を得ることを目的としているので、得られた異常波形を解析し、できるだけ単純化する必要がある。そこで、異常波形が最も顕著なシリンダライナ加速度(P.S方向)波形について、その原波形の周波数分析結果からバンドパスフィルタ処理によって異常部分「ひげ部」の波形のみをクローズアップし、原波形と対比するとともに、ひげ部原波形の拡大を図7.26に示す。

原波形において、上、下死点の中間の振幅の大きい波形の周波数は35～40KHzであるが、ひげ部の周波数は20KHz以下であるので、1～20KHzのバンドパスフィルタを通した結果、ひげ部だけが残り、異常検知に有利な処理波形が得られた。

そして、このひげ部は図に見るよう、変曲点③前12分(M=1)の正常運転時には現れていないが、変曲点③前2分(M=3)すなわち変曲点①の段階では基線の最大変動の2倍以上の振幅があるので、この段階から検知信号として使用できることがわかった。

### 3. まとめ

小形機関のモータリングテストによって、シリンダライナのスカッフィング発生時に現われる諸現象を定性的には握した結果、次のことが明らかになった。

- 1) シリンダライナのスカッフィング検知法としては、ピストンの下死点位置におけるシリンダライナの低周波数域(この場合、1～20KHz)の振動加速度すなわち、「ひげ」の発生を監視する方法が最良であり、これによりスカッフィング発生前の極く軽微なピストン、ライナの異常接触を検知できる。
- 2) クランク軸端の加速度には、スカッフィング発生前のピストンおよびライナの異常接触状態で特定周波数域でレベルの上昇が見られ、それにおいてスカッフィングを検知し得る可能性がある。
- 3) ピストンとシリンダライナのすきま、軸トルクおよび機関発生音などによる検知法では、スカッフィングが発生しないとこれらの量が変化しないため、スカッフィング検知法として有効でない。
- 4) シリンダライナの温度による検知法は、スカッフィング発生局部の温度にしか異常が現われないために実用的でない。

なお、今回の実験では、スカッフィングの諸特性を確実には握るために、1シリンダ機関のモータリングテストを行なったが、多シリンダ機関の場合のスカッフィング検知法、さらに、機関を燃焼運転させた場合のスカッフィング検知法については、52年度に実験的検討を実施する。

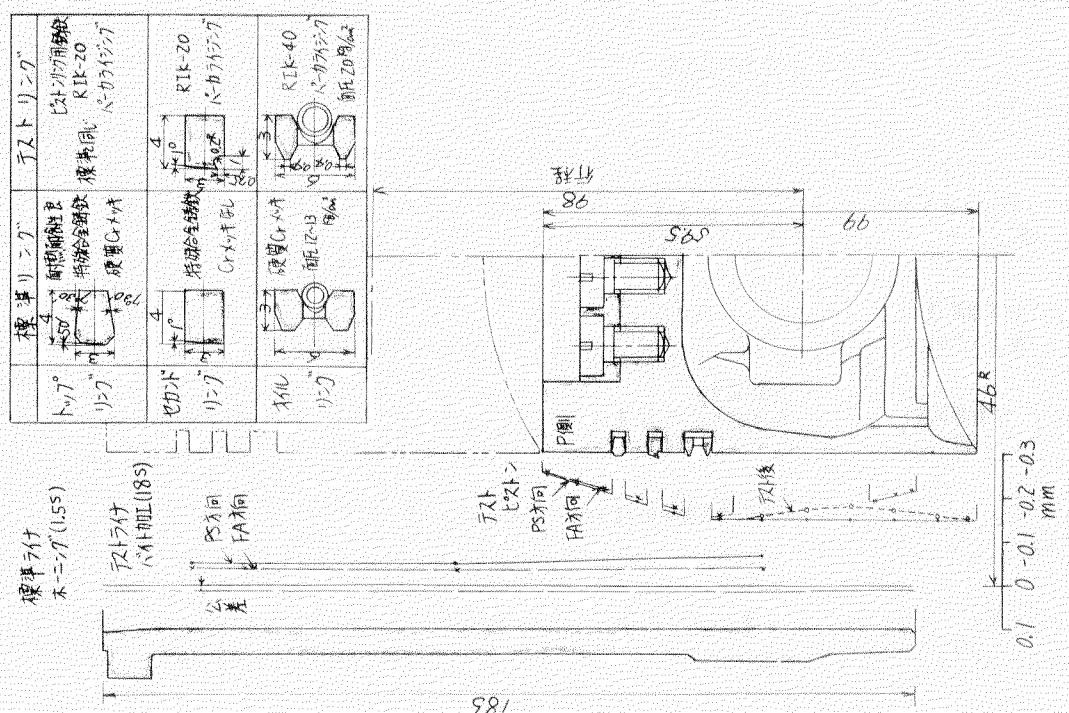


図 7.3 シリンダライナとピストンの状態

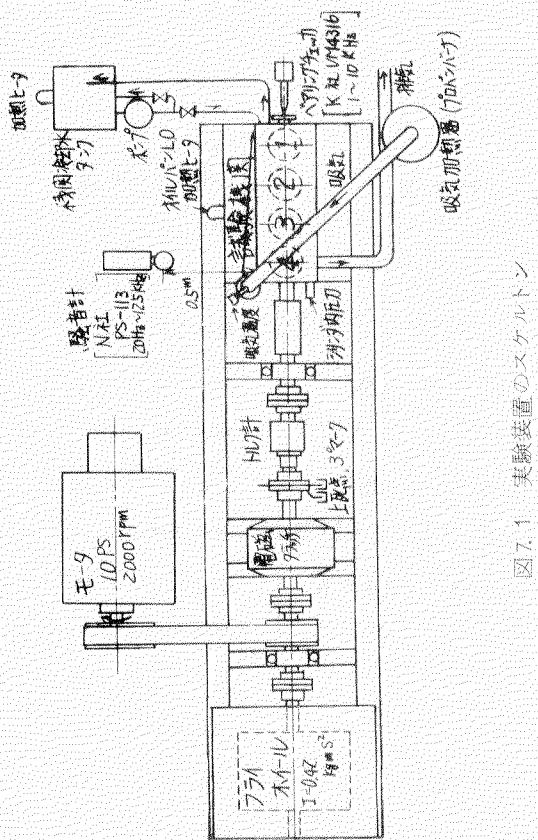


図 7.1 実験装置のスケルトン

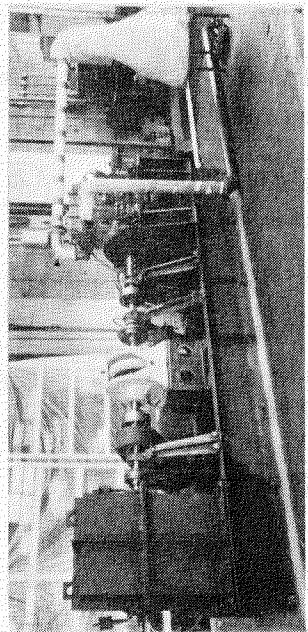


図 7.2 実験装置全体写真

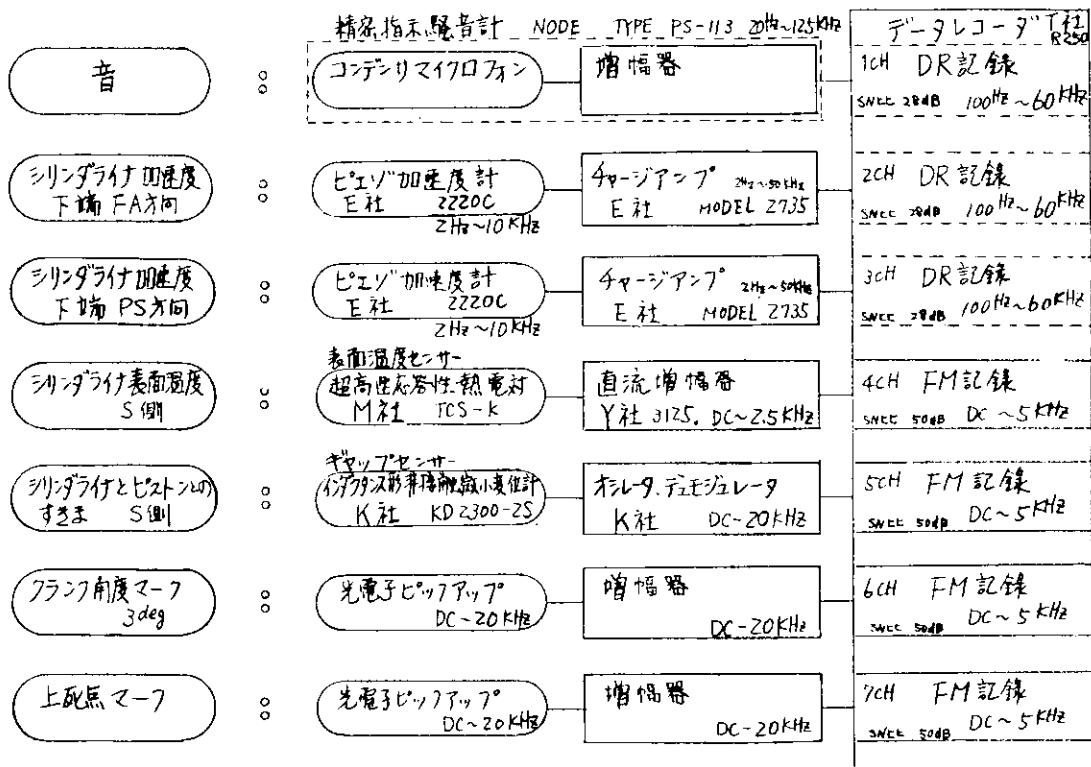


図 7.4 計測ブロックダイアグラム(1)

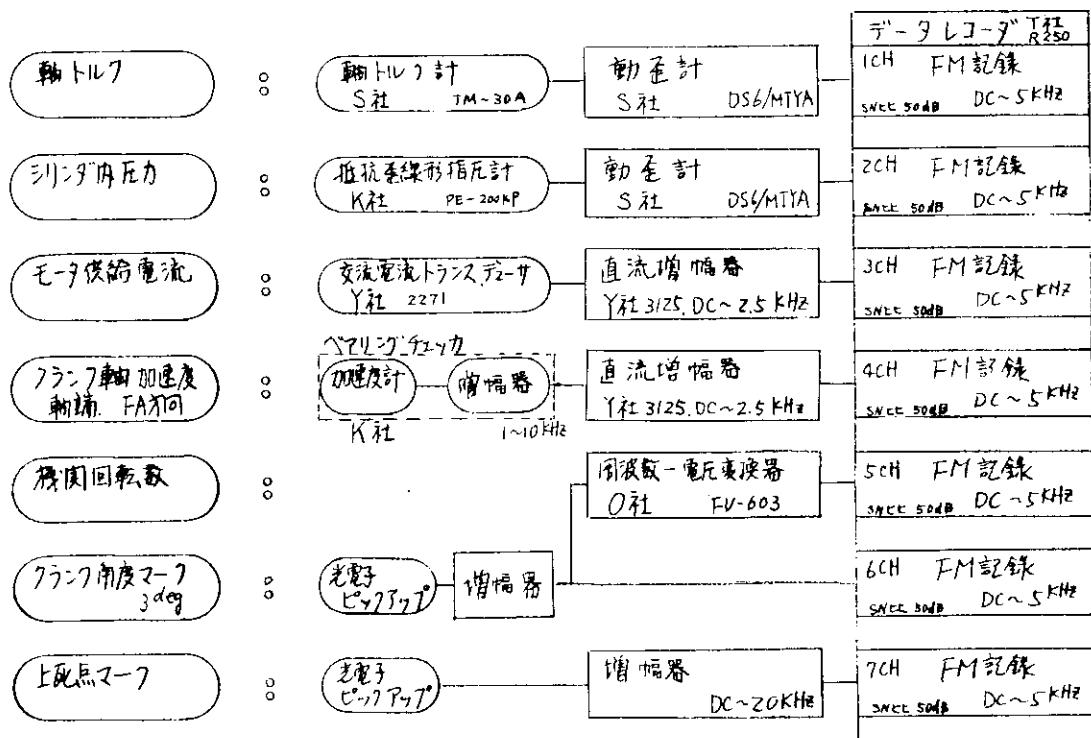
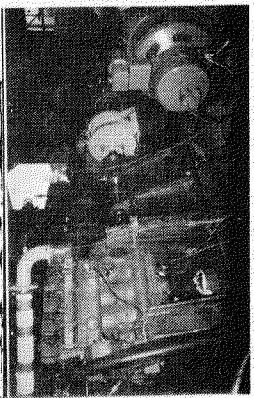
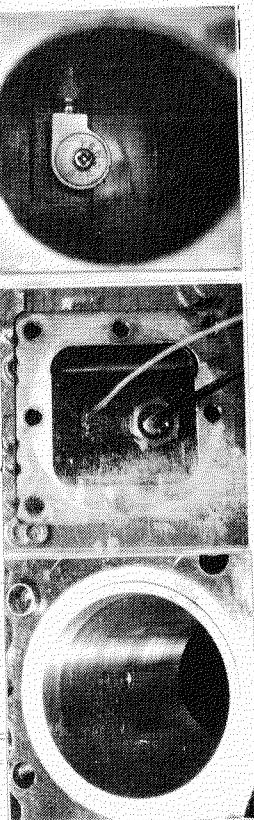
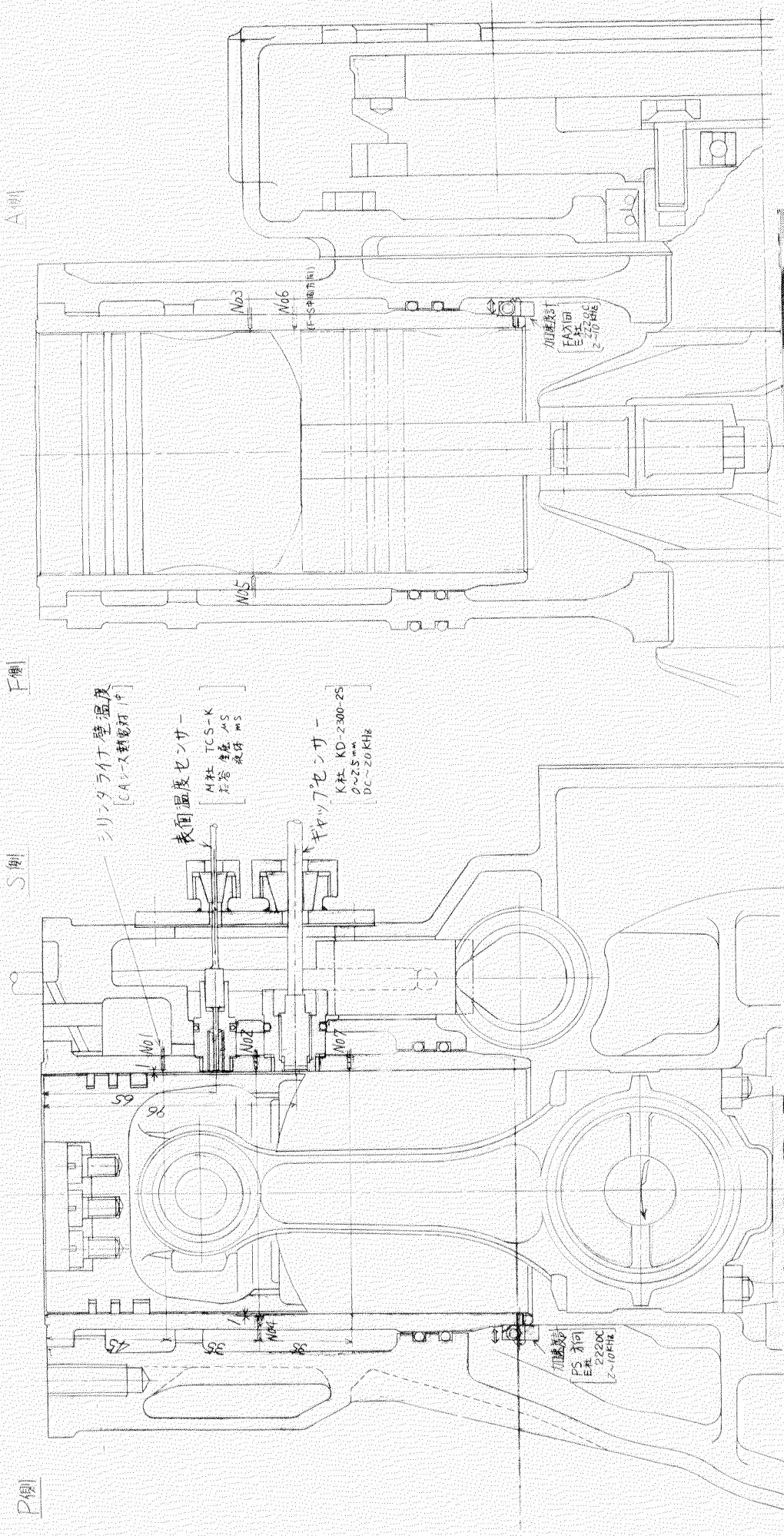


図 7.5 計測ブロックダイアグラム(2)



表面温度センサーが管に取り付け状況

図 7.6 加速度計、各種センサー取付状況

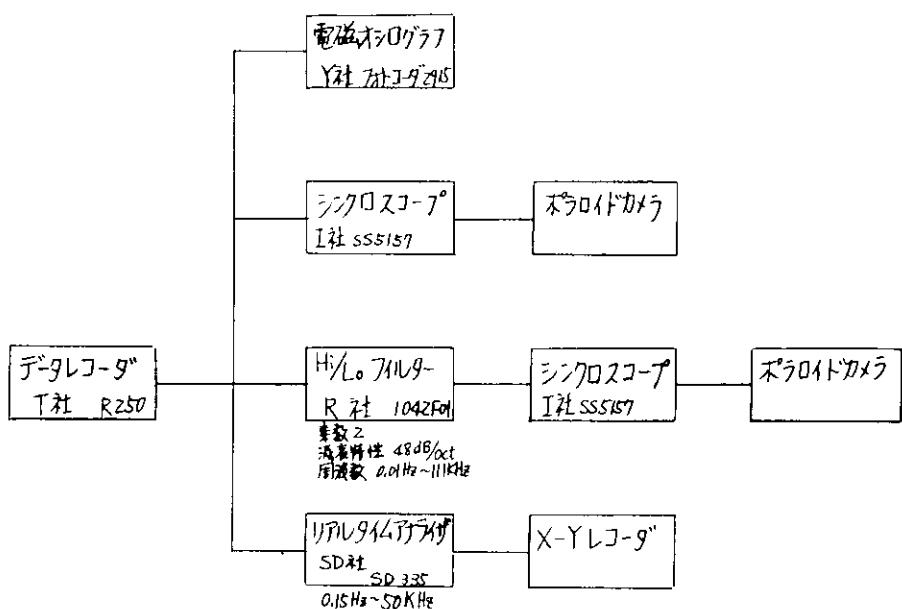


図 7.7 データ処理ブロックダイアグラム

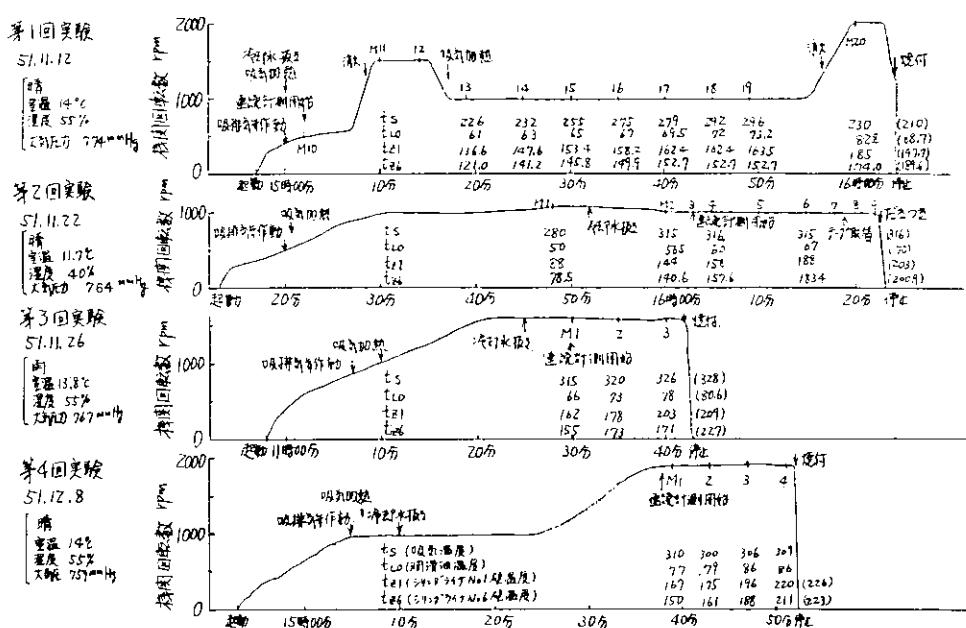


図 7.8 スカッティング発生実験経過

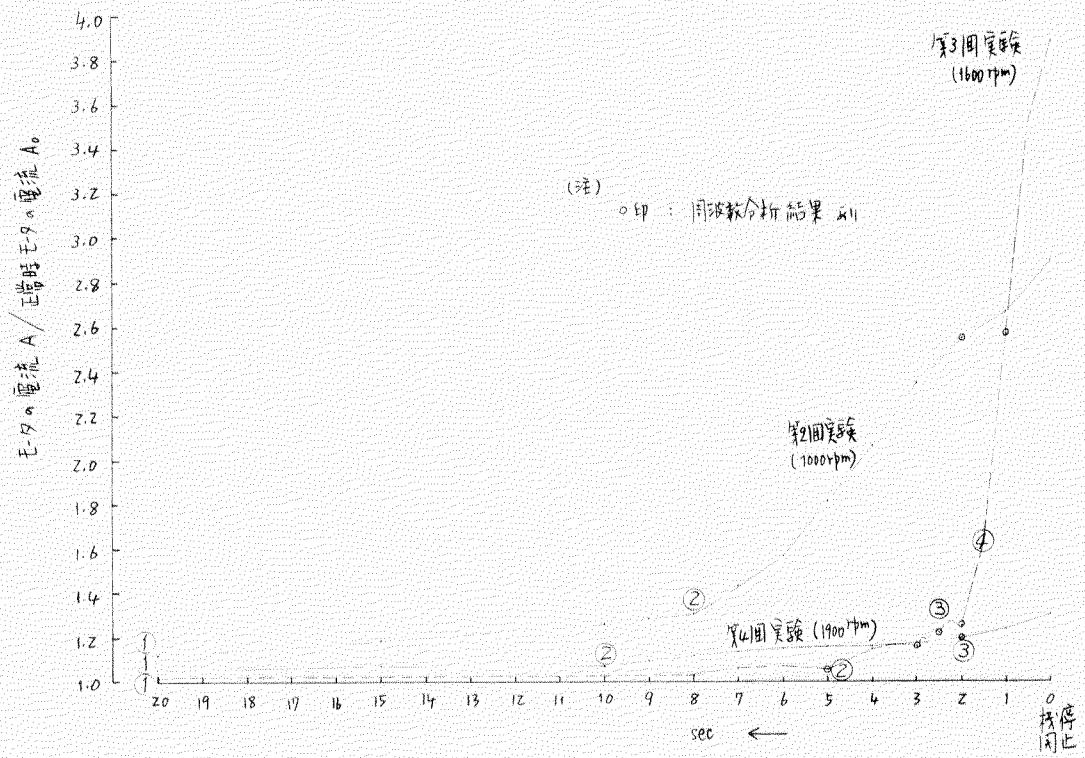


図 7.9 各実験時におけるモータの電流変化

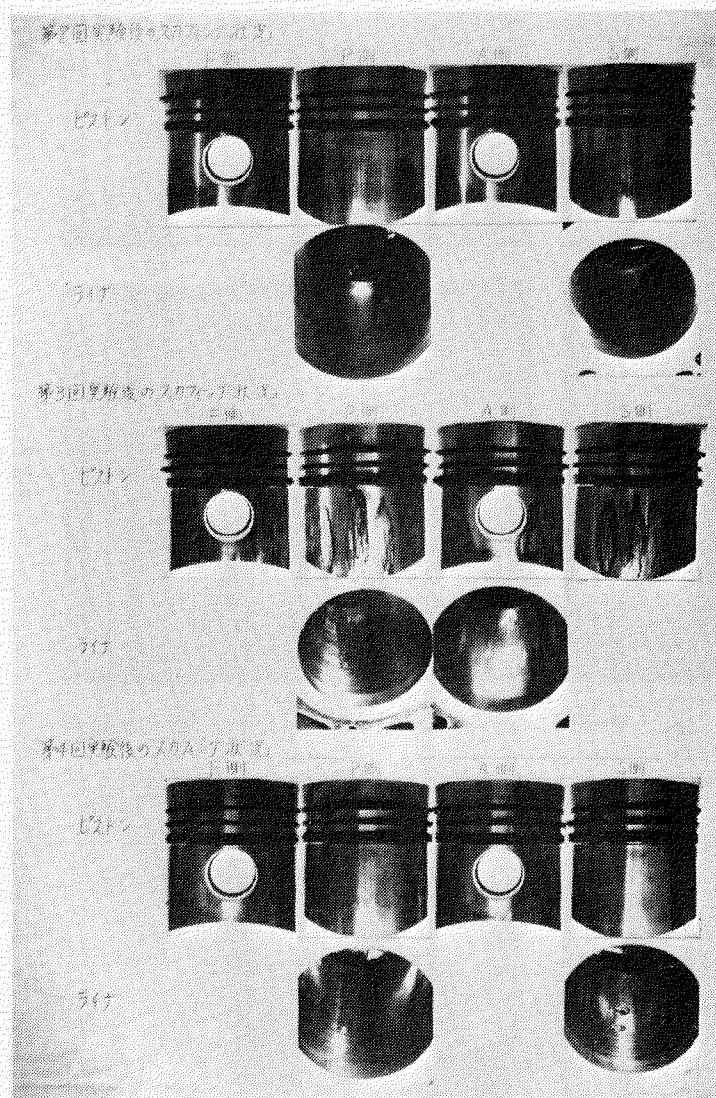


図 7.10 実験後のピストンとライナの状況

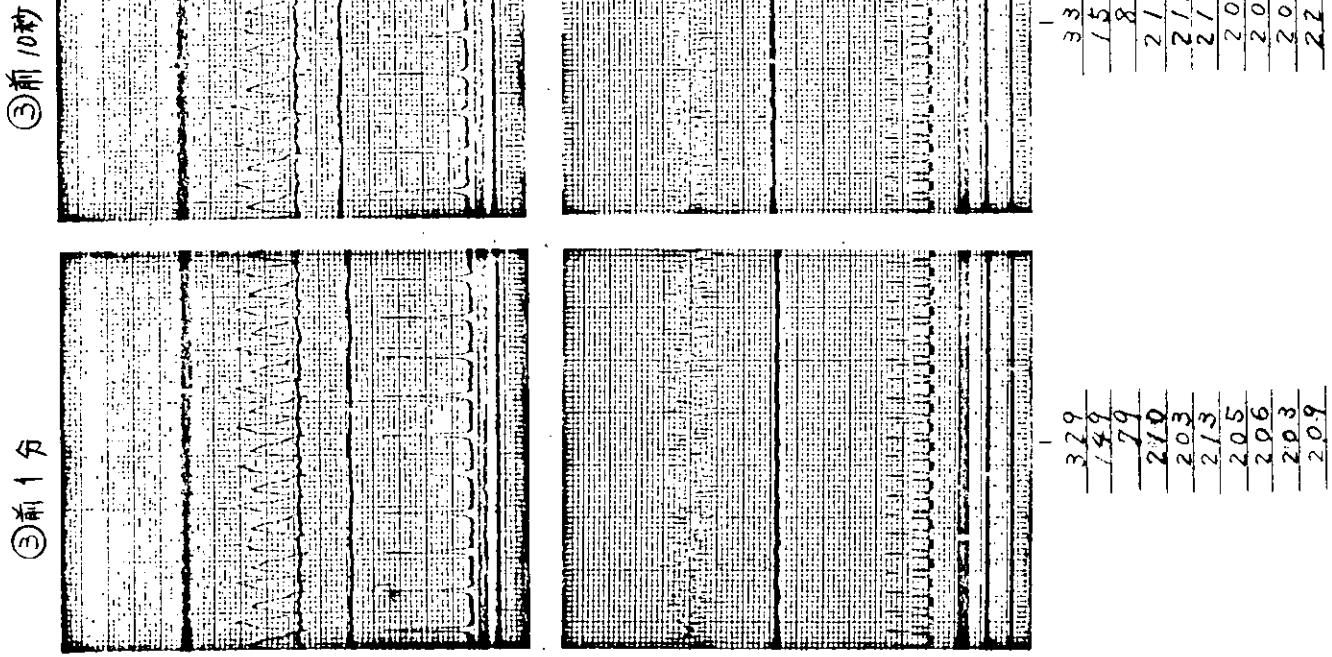
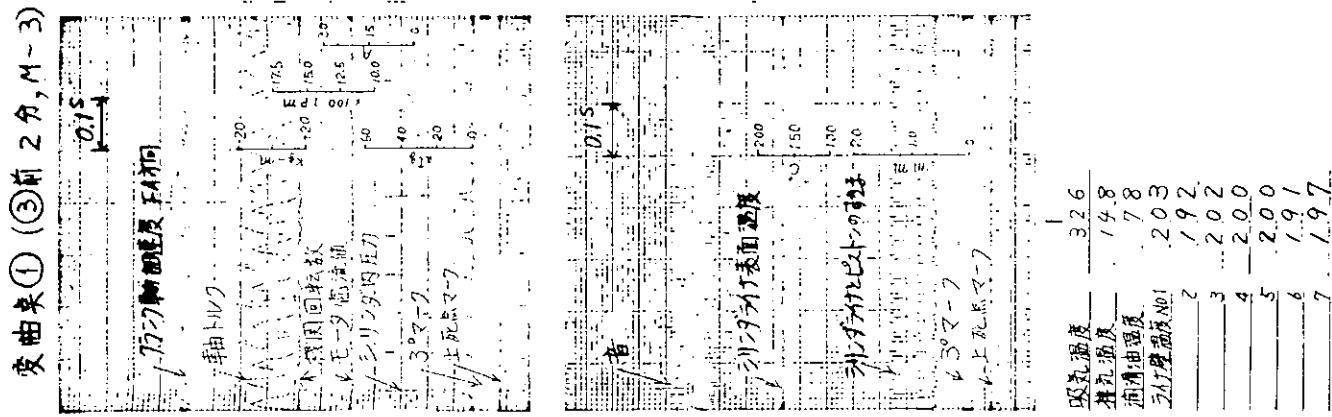
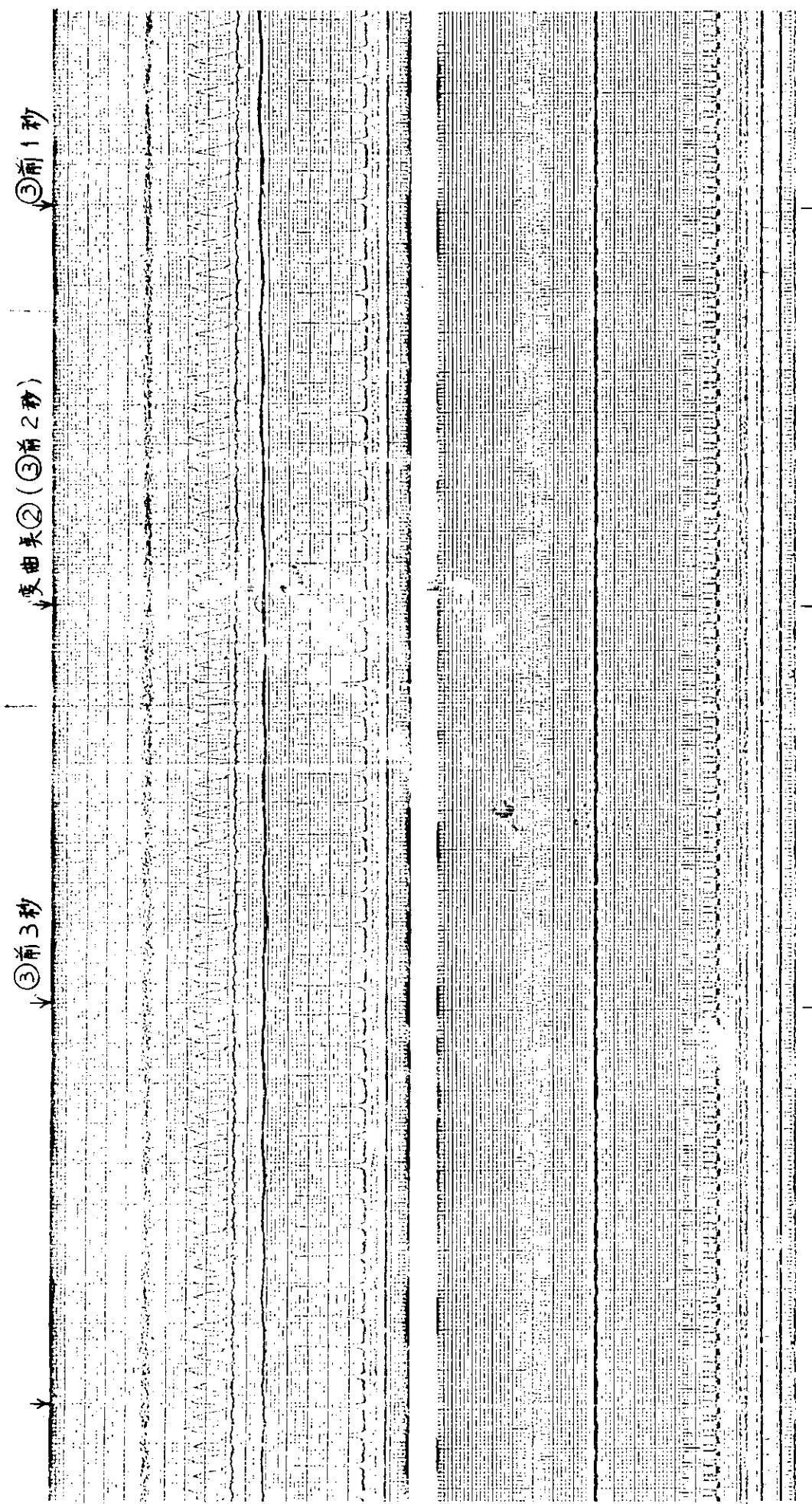


図 7.11 スカラーフィンガ発生状況

図 7.11 (つづき)



変曲点③(急上昇開始)

電流変曲点④(③後1秒)  
↓  
③後2秒  
↓  
③後2.5秒(停止)

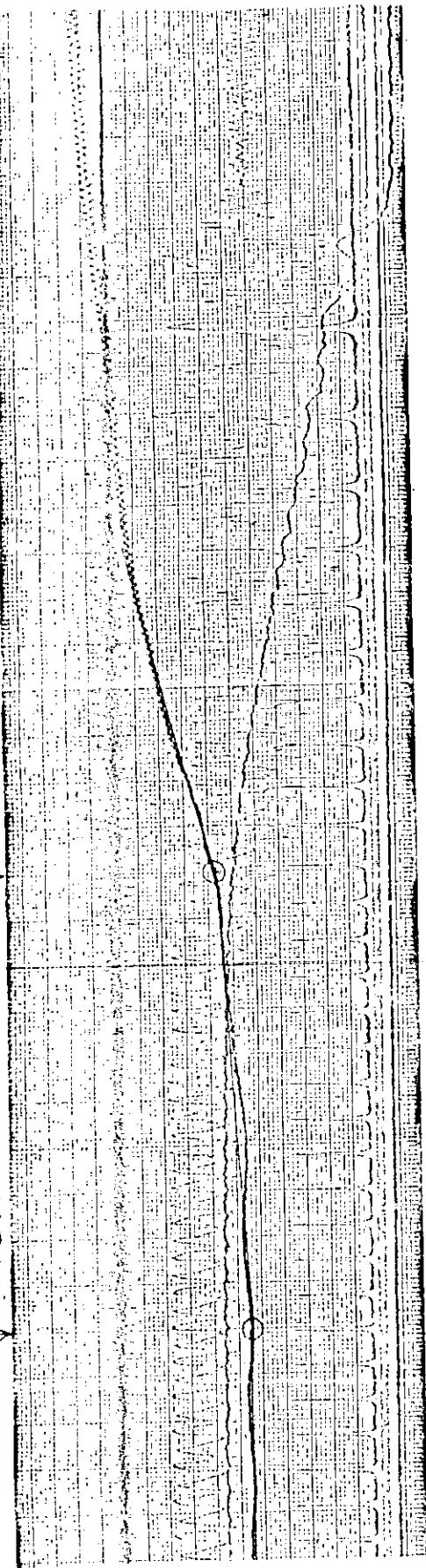


図7.11 (つづき)

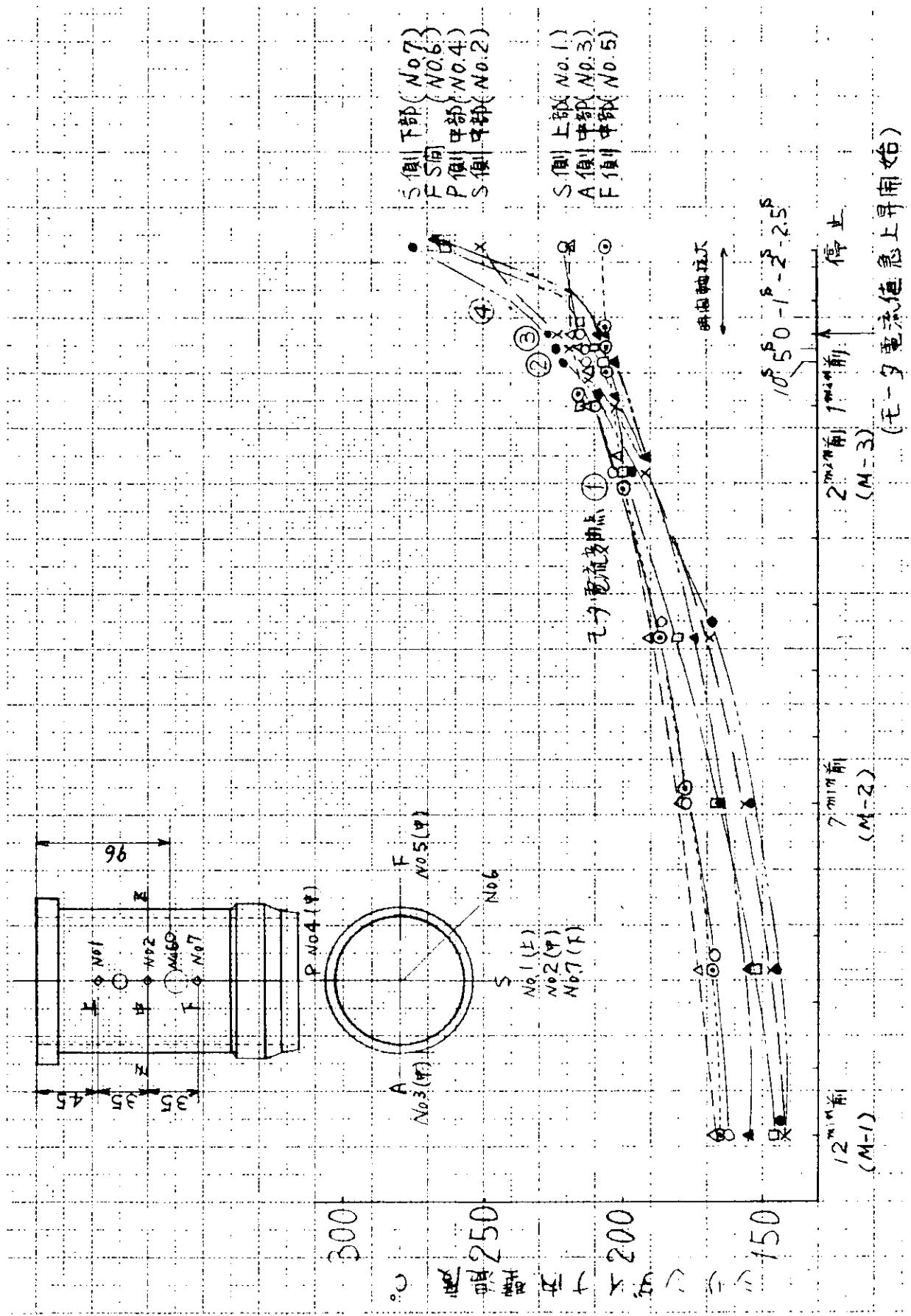


図 7.12 ライナ局部温度変化

変曲率①(③前 2 分, M-3))

③前 1 分

③前 10 秒

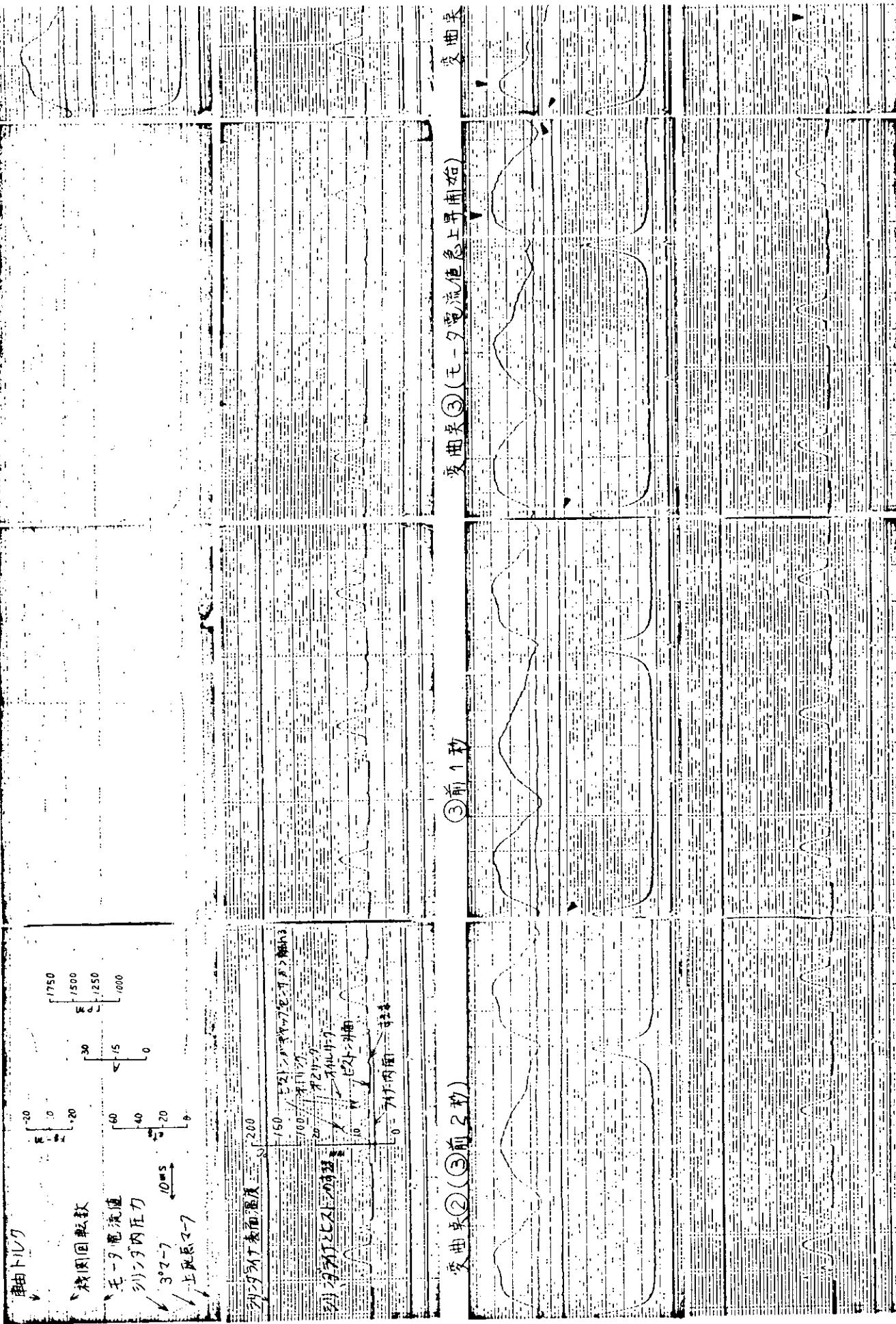


図 7.13 スカッ芬インダ発生状況(挙大波形)

③前 5 秒

③前 3 秒

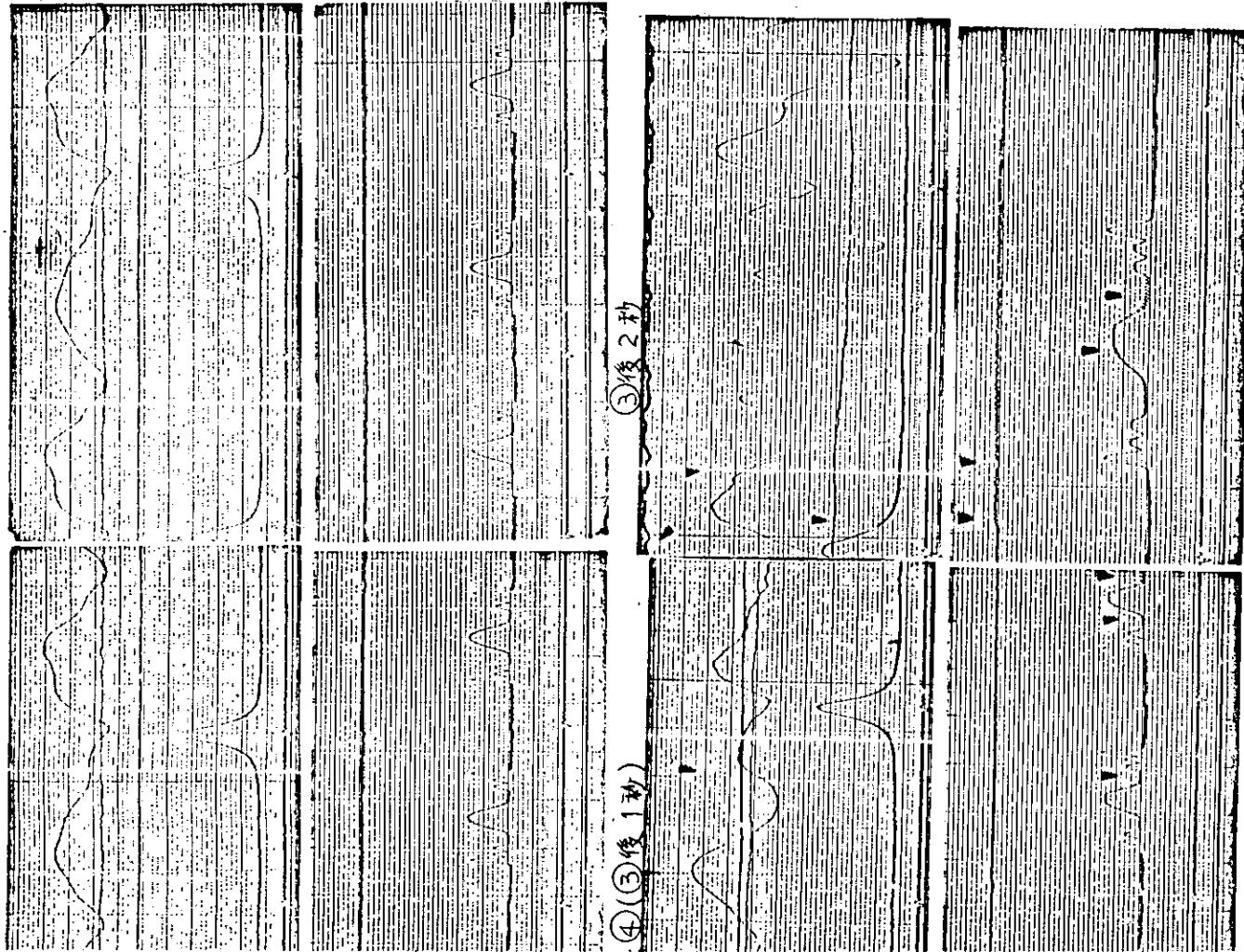


図 7.13 (つづき)

変曲点③前12分(M-1)

③前7分(M-2)

変曲点①(③前2分,M-3)

31) ライナード加速度 FA方向

100  
50  
0  
-50  
-100

32) ライナード加速度 PS方向

100  
50  
0  
-50  
-100

33) クラシカル加速度 FA方向

0.5  
0  
-0.5  
-1.0

↑上限値

図 7.14-1 加速度波形写真

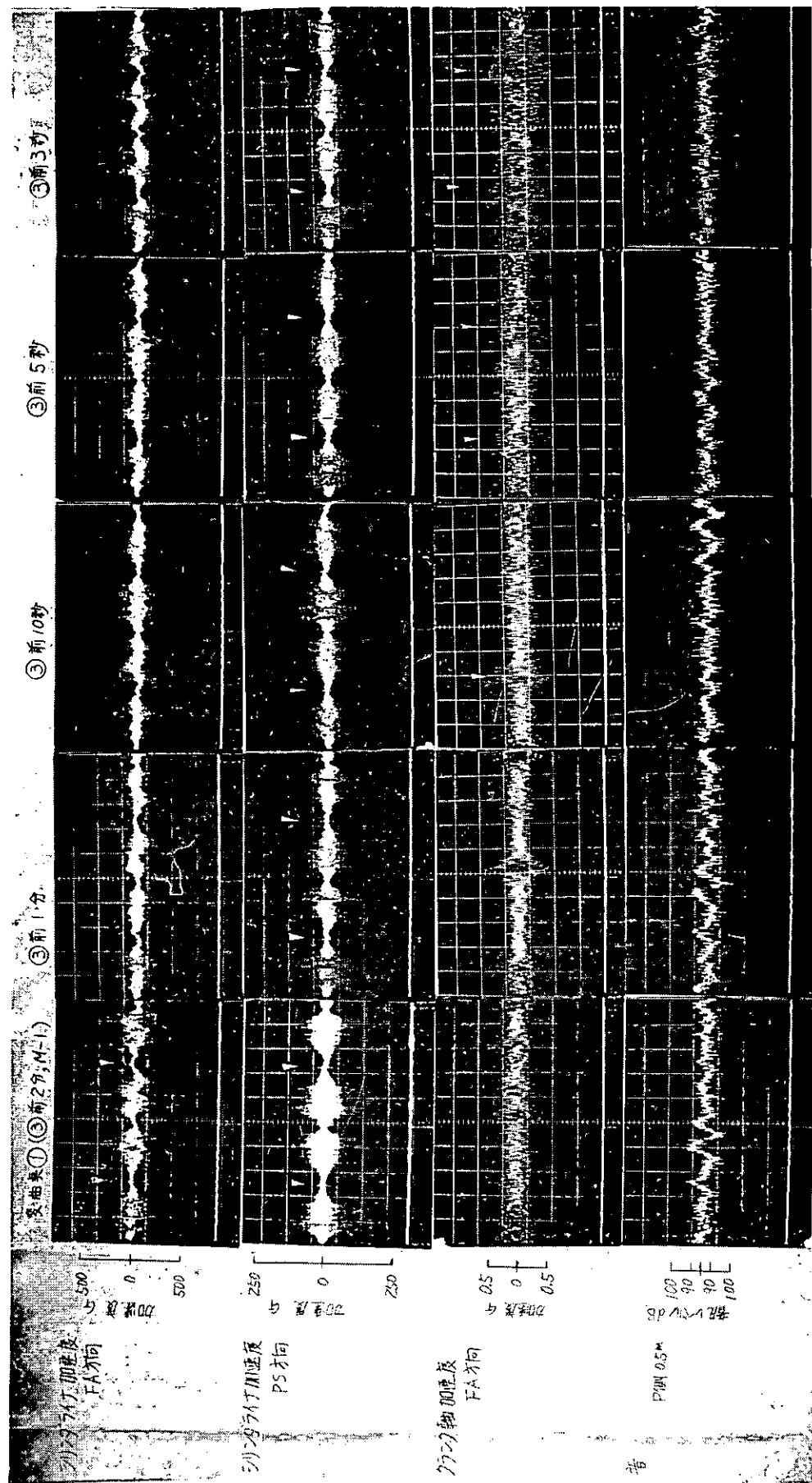


図 7.14-2 加速度、音波形写真

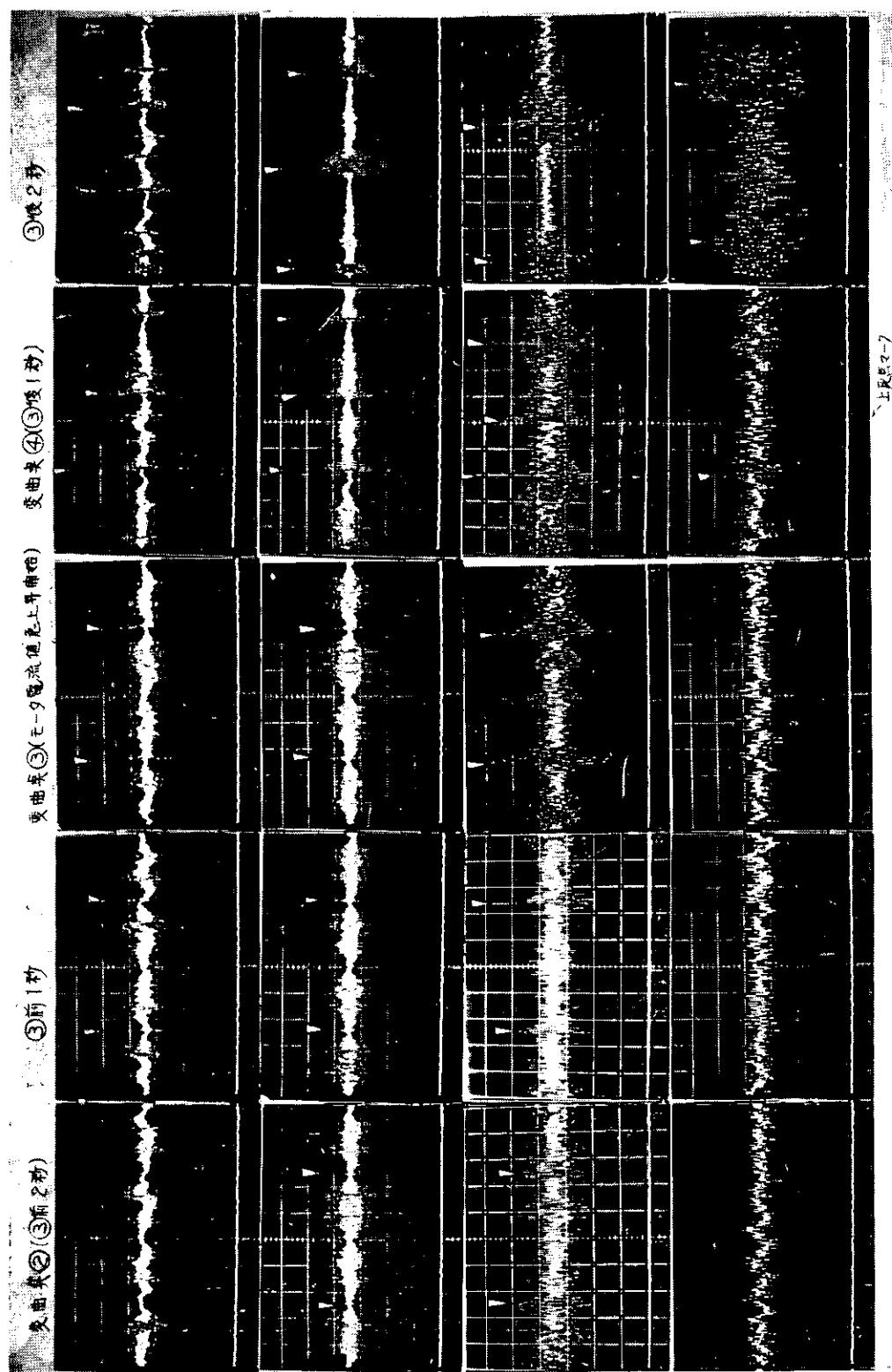


図7.14-2 (つづき)

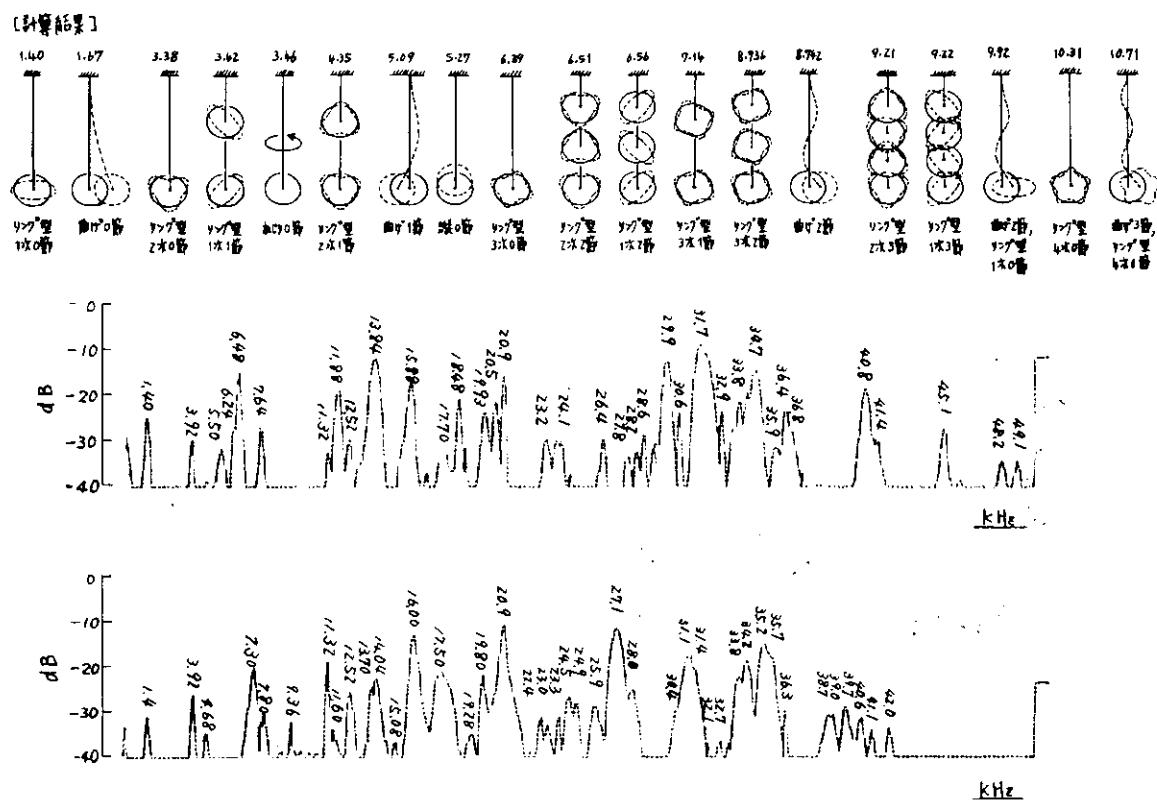


図 7.15 シリンダライナ単体固有振動数

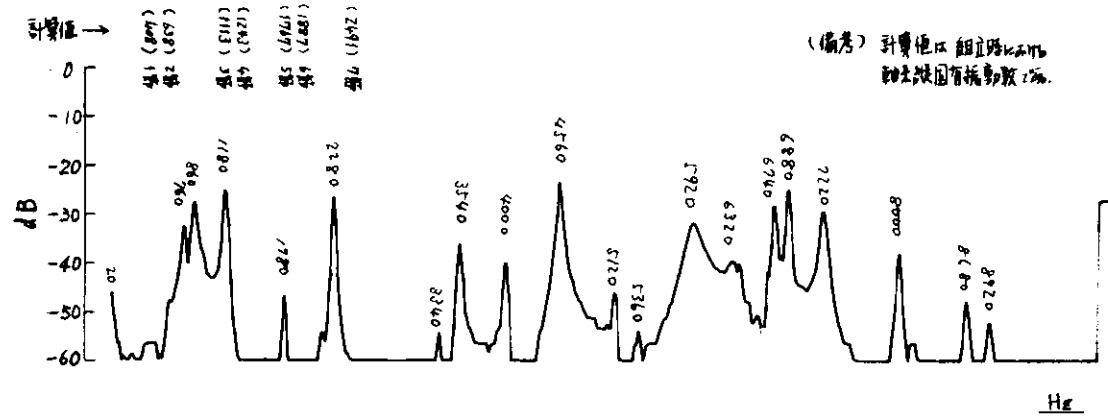


図 7.16 クランク軸単体固有振動数

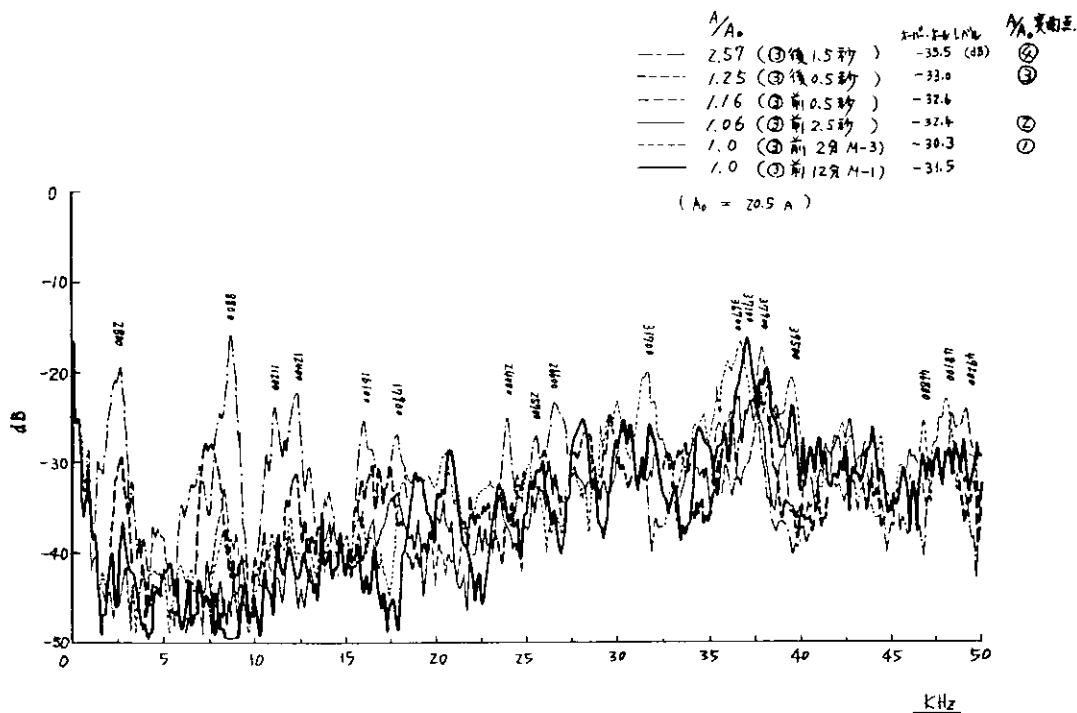


図7.17 シリンダライナ PS方向加速度周波数分析結果（第3回実験）

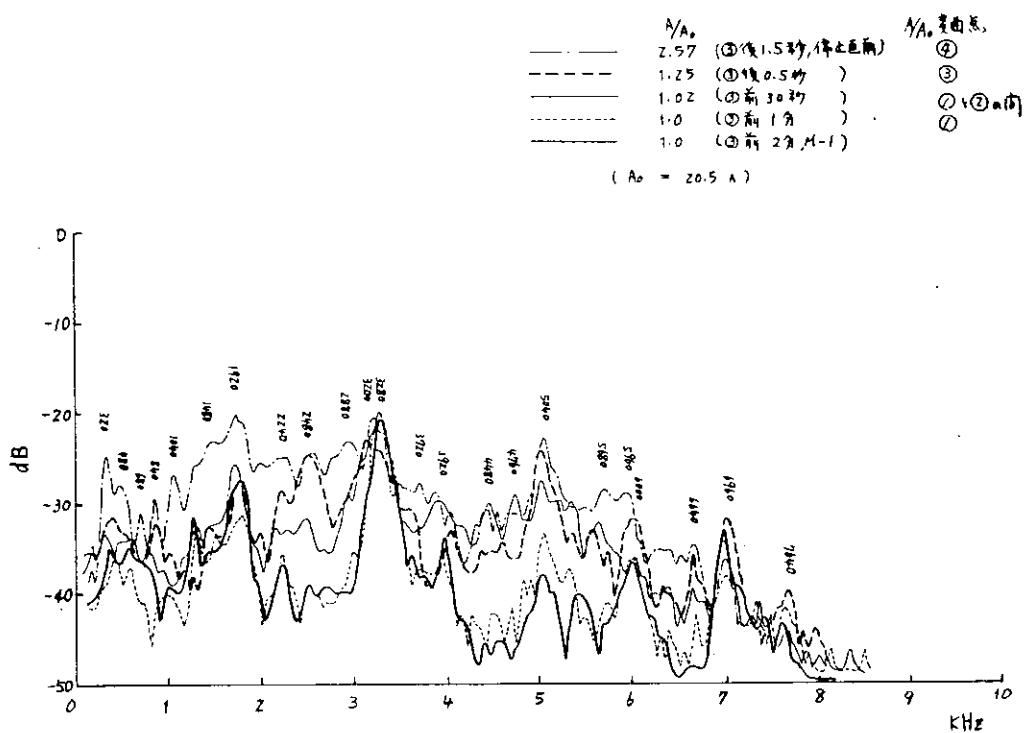


図7.18 クランク軸縦方向加速度周波数分析結果（第3回実験）

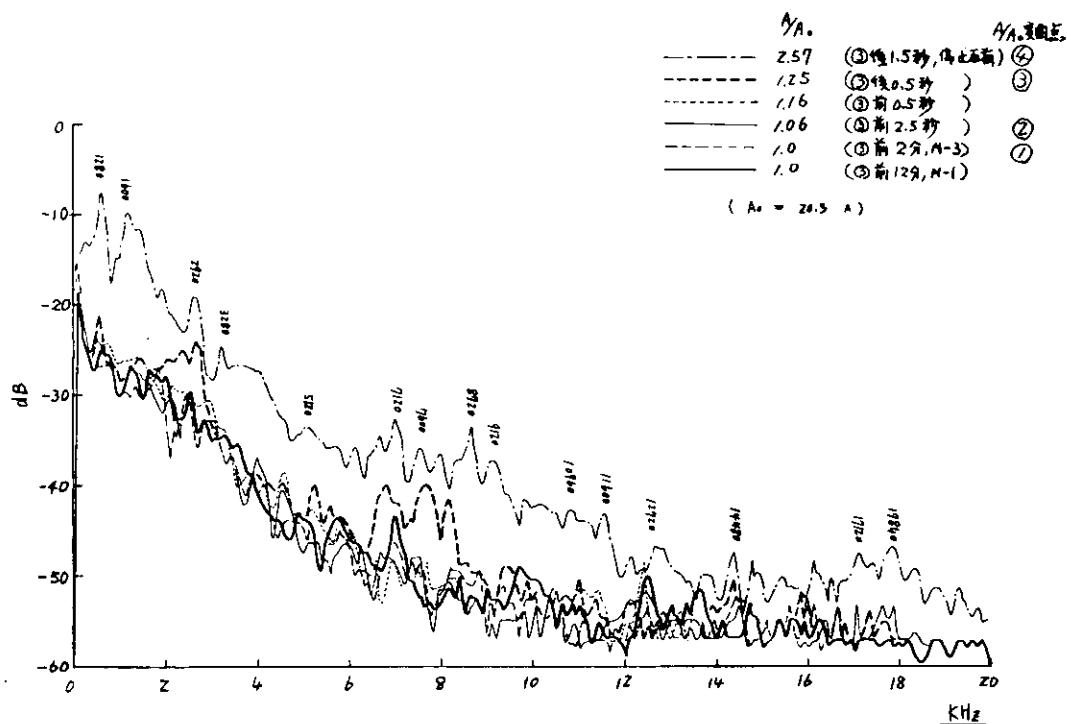


図 7.19 機関発生音周波数分析結果（第3回実験）

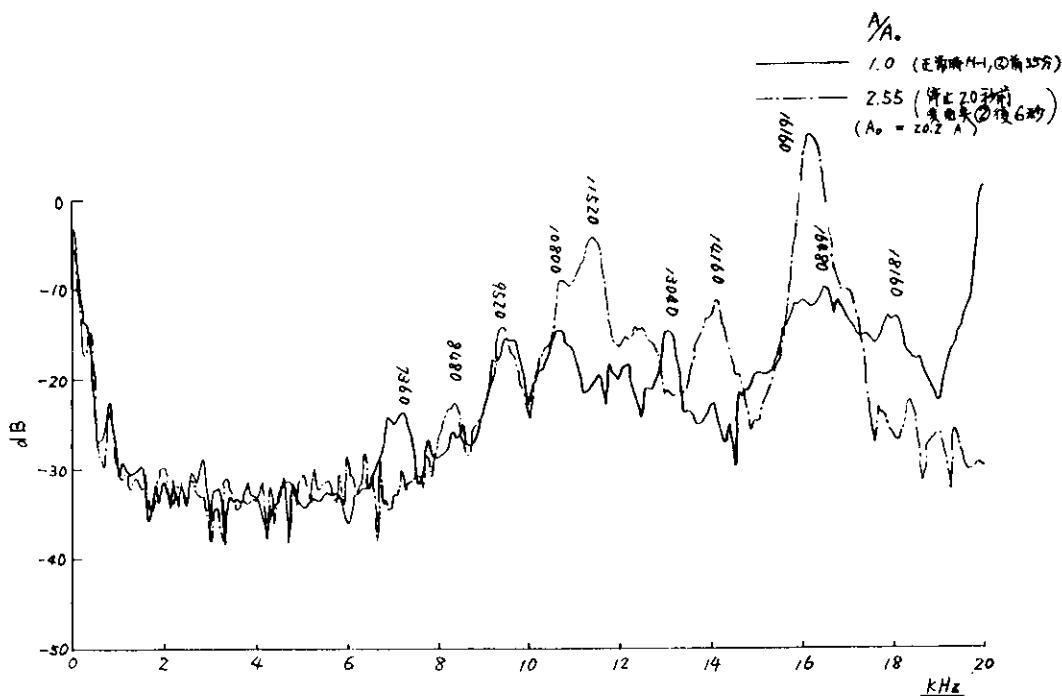


図 7.20 シリンダライナPS方向加速度周波数分析結果（第2回実験）

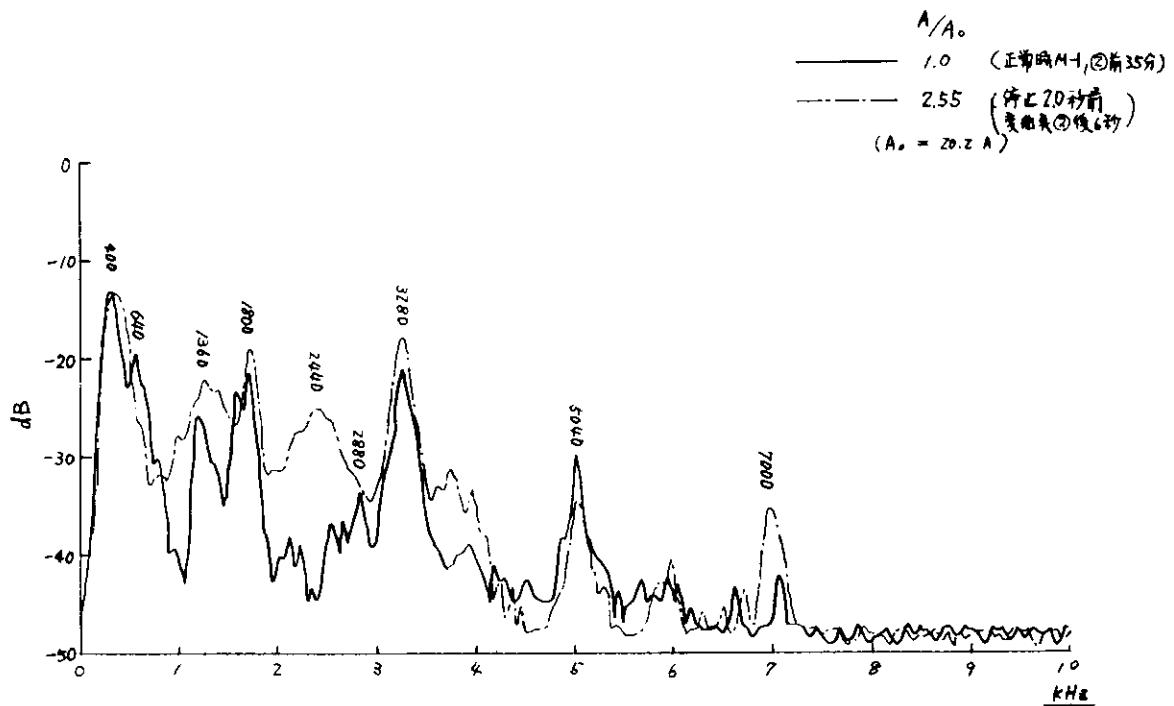


図 7.21 クランク軸縦方向加速度周波数分析結果（第2回実験）

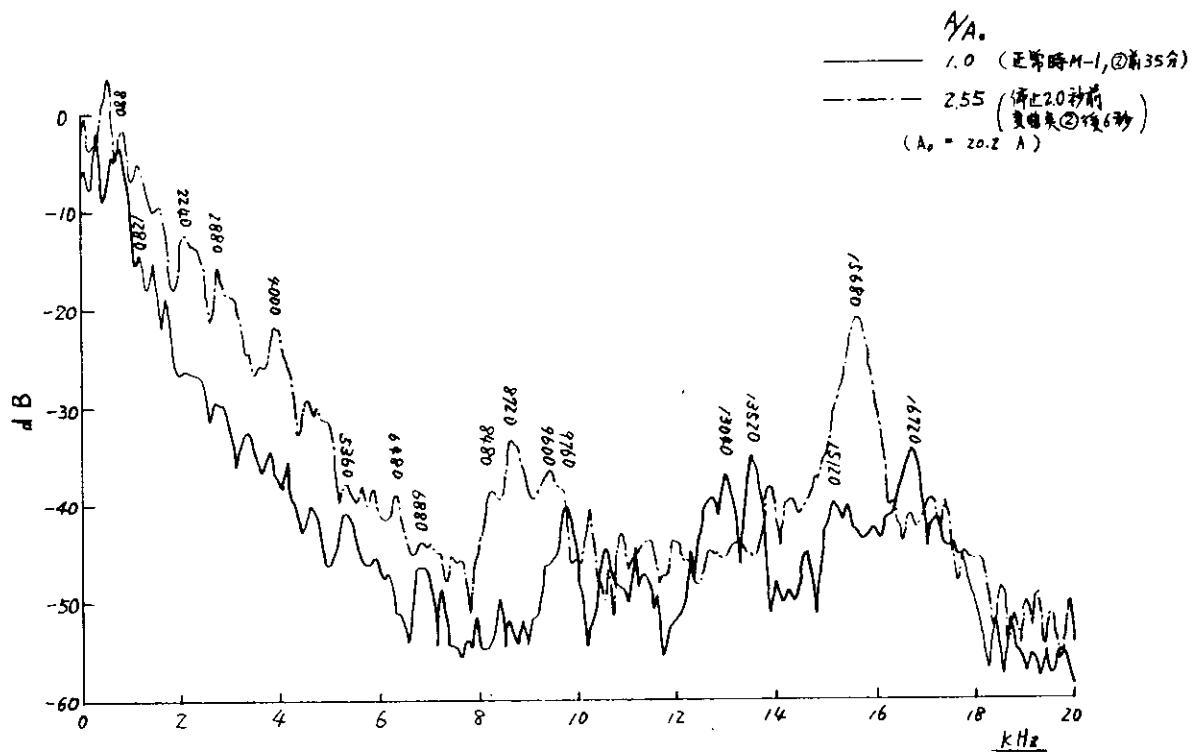


図 7.22 機関発生音周波数分析結果（第2回実験）

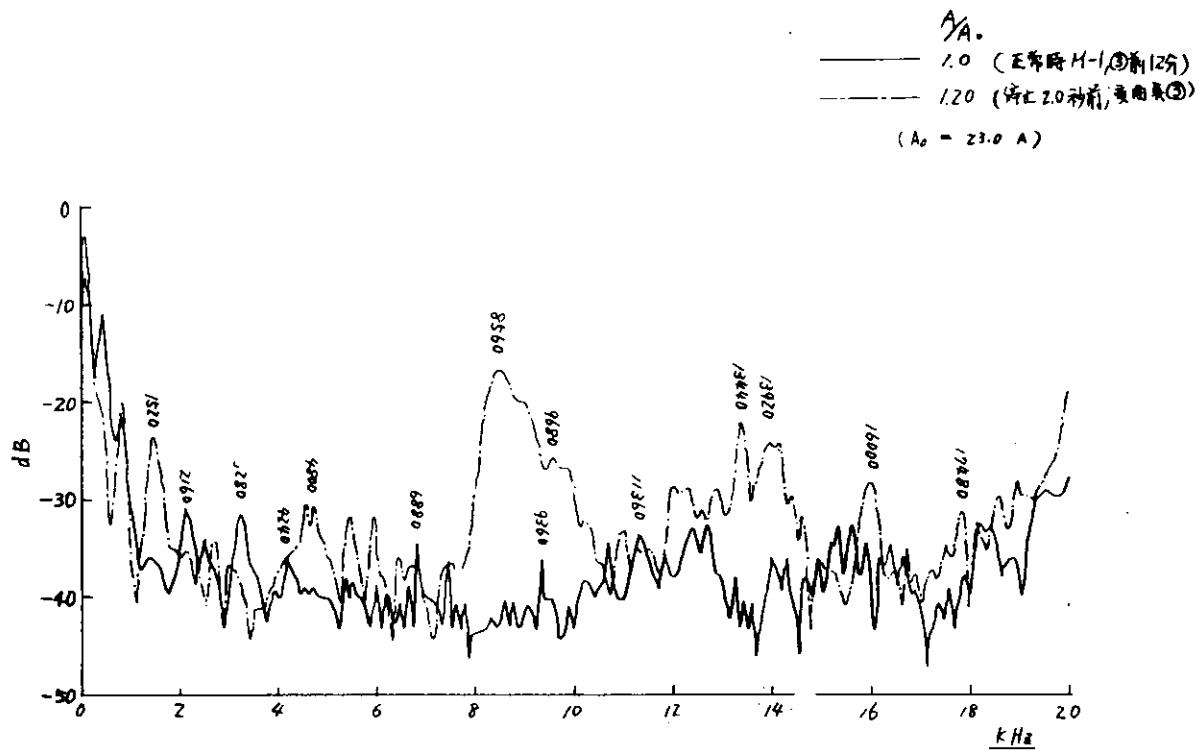


図 7.23 シリンダライナ PS 方向加速度周波数分析結果 (第 4 回実験)

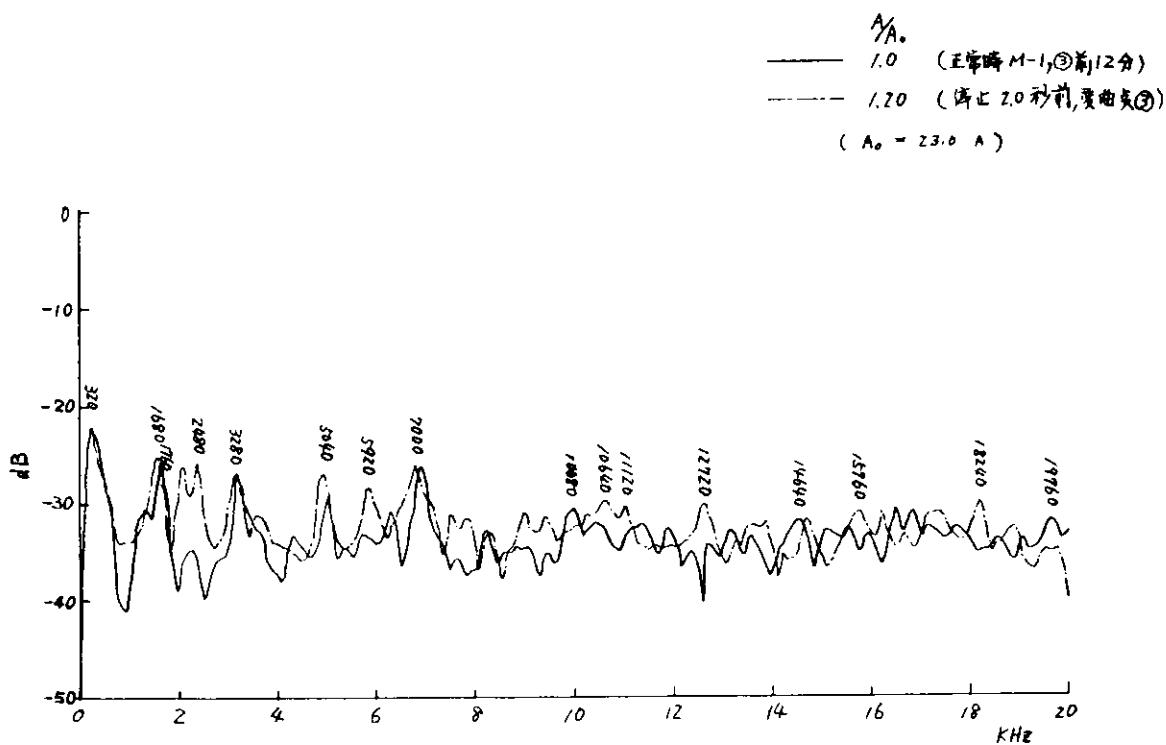


図 7.24 クランク軸縦方向加速度周波数分析結果 (第 4 回実験)

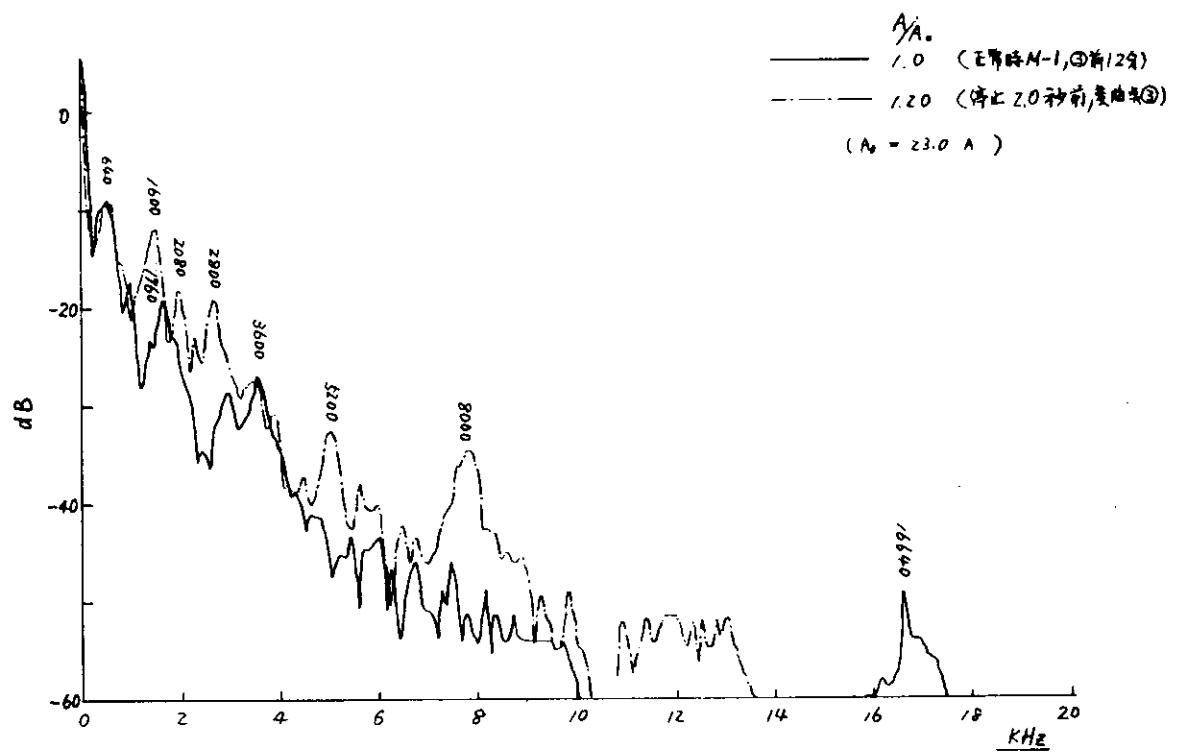


図 7.25 機関発生音周波数分析結果（第4回実験）

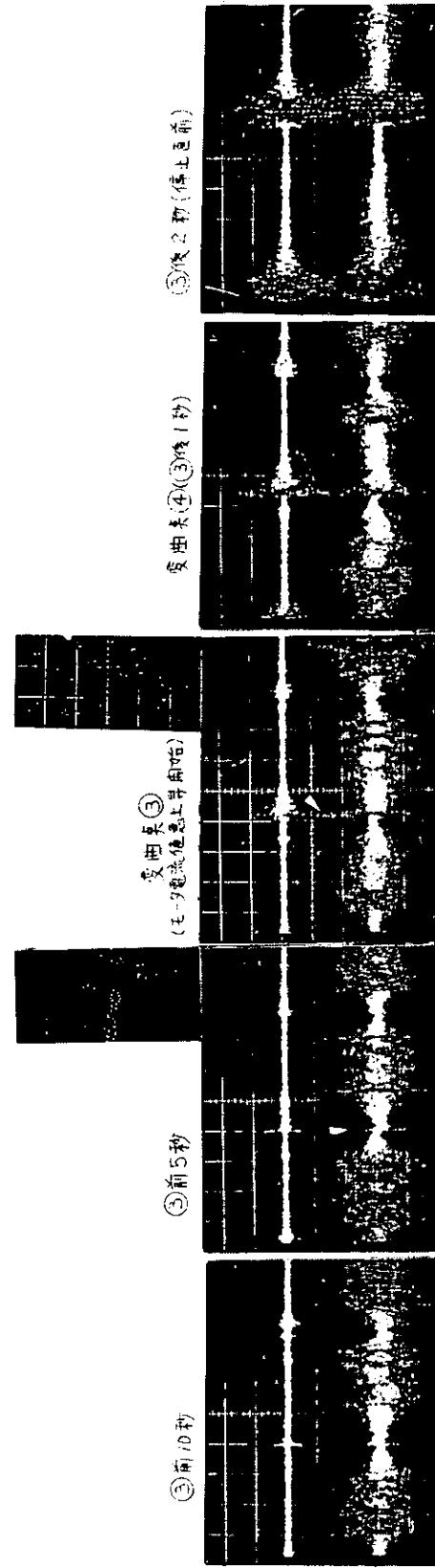
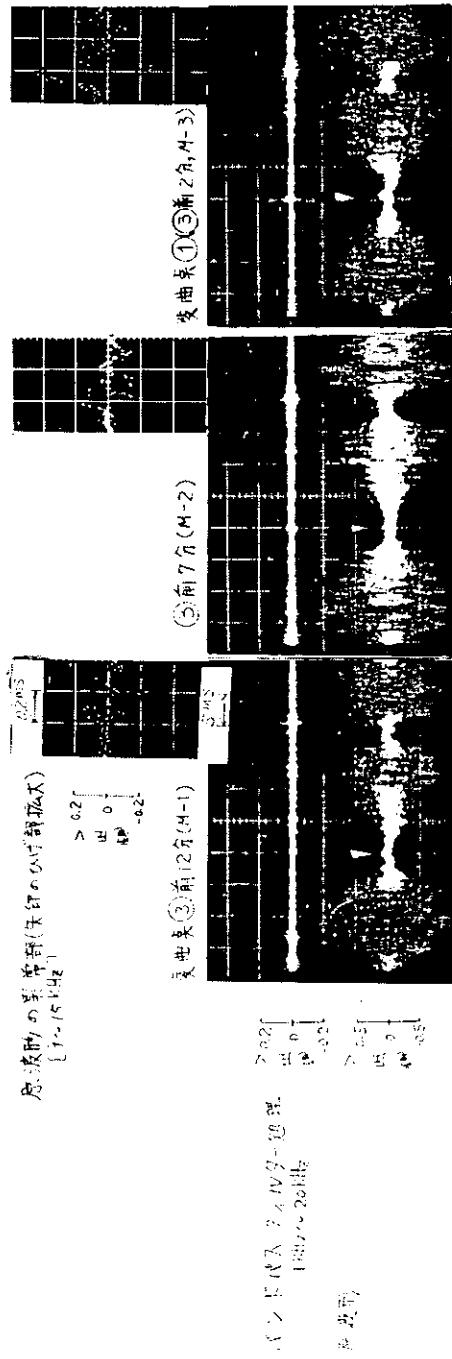


図7.26 バンドパスフィルタによる波形処理

## 第8章 結 言

本研究の結果はそれぞれの章に詳述されているが、これを異常項目別に要約すれば下記のことである。

- 1) 吸・排気弁の作動異常は動弁機構の適当な個所に加速度変換器を取付け、その出力を 10 KHz 以上のハイパスフィルタを通して監視することによって検出可能である。
- 2) カム軸駆動歯車の異常は歯車に極く近い所に検出器を設け、その出力を周波数分析することによって検出することができる場合もある。
- 3) 排気弁におけるガスもれは排気管に加速度変換器を設け、その出力を 10 KHz 以上のハイパスフィルタを通して監視することによって検出可能である。
- 4) クランク軸系の異常はクランク軸端に設けた加速度変換器で検出可能である。
- 5) カバ軸系の異常は軸端において検出することは困難である。
- 6) シリンダライナにおけるスカッティングの早期検出には BDC におけるシリンダライナの低周波数域の振動加速度を監視する方法が実用的である。
- 7) ピストン、シリンダライナとのすき間、軸トルク、機関騒音などによるスカッティングの早期検出は困難である。
- 8) クランク軸端の加速度検出によってスカッティングを発見する可能性がある。
- 9) シリンダライナの温度によってスカッティングを検出することは実用上困難である。

次年度においては上記の研究結果をもとにして、実用可能な検出装置の開発を行なう予定である。