

日本船舶振興会昭和50年度補助事業

研究資料No.254

“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

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51年3月

社 団 法 人
日本造船研究協会

はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和50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。

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ようとするものであって、異常発生の結果、衝撃的現象の起るものとして歯車の異常及び動弁系の異常を、ガス漏れとして排気弁シートからの吹抜けを取り上げ、基礎的実験及び小形機関・中形機関による実験を行った。

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	安部成正（日本钢管）	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）	木村信太郎（安立電気）
	佐野勝志（荏原製作所）	佐山昭彦（川崎汽船）
	杉浦嘉春（三菱重工業）	杉本正夫（新潟鐵工所）
	高根健次郎（大阪商船三井船舶）	武本善之（石川島播磨重工業）
	徳永研一（横河電機製作所）	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）
	平山伝治（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）	

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 緒論	1
第2章 吸排気弁の作動異常の研究	2
1. 小型ディーゼル機関における排気弁作動異常の診断	2
1. 1 実験方法	2
1. 1. 1 検出器	3
1. 1. 2 計測システム	4
1. 2 解析方法	6
1. 2. 1 サンプル区間とトリガーディレイ	6
1. 3 解析結果及び考察	7
1. 3. 1 マイクロホンによる結果	7
1. 3. 2 ロッカーアーム軸受振動	7
1. 3. 3 排気管振動	8
1. 3. 4 ピストン行程と振動	8
1. 4 まとめ	9
2. 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	24
2. 1 まえがき	24
2. 2 実験方法	24
2. 2. 1 センサー	24
2. 2. 2 計測機器	25
2. 3 解析方法	27
2. 3. 1 音響データの解析関数	27
2. 3. 2 サンプル区間	28
2. 3. 3 振動データの解析方法	28
2. 4 実験結果及び考察	28
2. 4. 1 异常の発生の確認	28
2. 4. 2 マイクロホンにより採取した音響信号	29
2. 4. 3 音響による動弁系異常の検出方法	30
2. 4. 4 加速度変換器による異常の検出	32
2. 4. 5 まとめ	33
付録 諸弁開閉の固有振動	47
第3章 歯車の摩耗、歯形の不良の研究	50
1. トランスマッショングヤの歯形不良の診断(1)	50
1. 1 実験方法	50
1. 1. 1 検出器	50
1. 1. 2 計測システム	51

1. 2	解析方法	51
1. 3	実験結果及び考察	52
1. 4	まとめ	53
2.	トランスマッショングヤの歯形不良の診断(2)	62
2. 1	まえがき	62
2. 2	実験装置、実験方法	62
2. 3	実験結果及び考察	63
2. 4	まとめ	64
第4章 吸気弁の圧縮もれ、排気弁の吹抜けの研究		73
1.	模型における吹抜け音の解析	73
1. 1	まえがき	73
1. 2	狭い隙間からのガス噴出音の性質	73
1. 2. 1	実験装置及び実験方法	73
1. 2. 2	ガス噴出音採取位置	73
1. 2. 3	実験結果及び考察	73
1. 2. 4	まとめ	75
1. 3	小型ディーゼル機関の排気系を利用した模擬実験	85
1. 3. 1	実験装置及び実験方法	85
1. 3. 2	実験結果及び考察	86
1. 3. 3	まとめ	86
	参考文献	86
2.	中型船用ディーゼル機関の排気弁におけるガスマれ	91
2. 1	まえがき	91
2. 2	模擬実験	91
2. 2. 1	実験装置及び実験方法	91
2. 2. 2	実験結果及び考察	91
2. 3	実機運転試験	92
2. 3. 1	実験方法	92
2. 3. 2	実験結果及び考察	92
2. 4	まとめ	94
2. 4. 1	ガスマれの検出法に関する基本的概念	94
2. 4. 2	センサーについて	94
2. 4. 3	クランク角度限定によるガスマれ検出法の一般機関への適用性	95
3.	小型ディーゼル機関の排気弁におけるガスマれ	105
3. 1	まえがき	105
3. 2	実験方法	105
3. 2. 1	検出器	105
3. 2. 2	計測システム	105
3. 3	解析方法	106
3. 4	解析結果及び考察	106

3. 4. 1 排気管振動による結果	106
3. 4. 2 排気管横のマイクロホンの解析結果	106
3. 4. 3 排気管内圧力の結果	106
3. 5 まとめ	107
第5章 結論	112

第 1 章 緒 論

近年、船用ディーゼル機関においては、機関員の省力化、および機関の信頼性、稼動率の向上という観点から、機関故障予知装置の開発が望まれている。この装置は機関の運転状態を常時監視し、機関の異常を早期に発見して、大事故に至るのを防止するとともに、保守整備の指針も与えられるものでなければならないが、その基本機能の1つとして各種センサーより得られる信号を処理し、機関の異常診断を行う異常検知システムが要求される。

機関に発生する異常には、例えば燃料噴射系の作動不良のごとく、それが発生すると機関性能に大きな異常をきたすような性質のもの（性能異常）と、例えば連接棒末端部締付ボルトのゆるみなどのように軽微なうちは、直接的に機関性能に影響をおよぼさない類のもの（機械的異常）とがある。

このうち、性能異常については圧力、温度などの性能に関する物理量を監視することによって検知可能なもので技術的に障害となる問題点は少なく、すでに実用に耐えるシステムも開発されている。

一方、機械的異常については異常の種類の多様性と監視の対象となる機械部品の多さなどのゆえに、非常に困難なものと考えられており、いまだ有効適切な方法は開発されていない。しかし、熟練した機関員は機関の発生音や振動のわずかな変化を感じて、経験的に異常診断を行い、機械的異常の発生を発見し、ときにはその個所さえもつきとめると言われている、この事実から機械的異常によって機関発生音や振動に変化が現われることは明らかであり、その変化をとらえて機械的異常を検知することが効果的な方法であろうと考えられる。

このような音響振動による機械的異常の検知技術は研究の歴史も浅く未解決な事柄が多い。これを異常検知システムとして実用化するには、機械的異常と音響振動の相互関連の解明、解析法の確立、適切なセンサーの選択などに關して理論実験両面にわたる系統的な積み重ねが必要である。

このような観点よりSR106, SR113に於ても、音響、振動解析による診断法の研究がなされたのであるが、これ等の研究では結論として可能性の高い有効な方法であることが明らかにされているとともに、さらに進んだ信号解析装置が要望されている。

本研究では、主にその後開発されているFFTアルゴリズムを用いた解析器を使用し、更に詳細な機械的異常と音響、振動の相互関連を解明し、有効簡潔な検出方法を研究しようとするものである。

50年度研究としては、異常発生の結果系内で衝撃的現象の起るものとして歯車の異常及び動弁系の異常を、ガス漏れとして排気弁シートからの吹抜を取り上げ、主に基礎的な研究を京都大学、無音室で小型機関を用いた実験的研究及び信号処理法に関する研究を小野測器製作所、中速ディーゼル機関を用いた実験的研究を三井造船株式会社で実施した。

第2章 吸・排気弁の作動異常の研究

1. 小型ディーゼル機関における排気弁作動異常の診断

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。

本実験では排気弁の作動異常の検出方法を見出すため、まず弁間隙の異常を試験機関につくり実験した。

1.1 実験方法

図2.1.1に本実験を行った実験室のレイアウトを示す。又、表2.1.1にその設備の仕様を示す。

試験機関は図2.1.1の無響室の中央にある定盤上に設置され、プロペラシャフト中間軸を経て隣室の直流動力計に接続されている。この定盤はニューマクションによって防振されている。又、中間軸は昔の静かな油圧浮揚型軸受けを用いている。

試験機関は日野EH-100型小型ディーゼル機関である。その主要目を表2.1.2に示す。図2.1.2に6気筒のピストン工程と吸排気弁のタイミングを示す。又、表2.1.3に弁タイミングの具体的なクランク角度を示す。

実験は第6気筒の排気弁の弁間隙の正常時と異常時において運転して、音振動のデータについて解析を行った。具体的には正常弁間隙である0.25mm(冷間時)で運転し、次に3回の異常運転を行い、正常時と異常時のデータの比較を行うと共に、異常の程度についても分析した。さらに再度、正常にもどし初めの正常時の再現性を確認した。

以上の運転条件を表2.1.4に示す。

表2.1.1 実験設備仕様

無響室	大きさ(長・巾・高)	6350×3600×4090mm
	暗騒音レベル	30dB(A)以下
	吸音特性	210Hz(98%)
	しゃ音特性	60dB(A)以上
定盤	大きさ(長・巾・高)	2500×1500×500mm
	重量	5000kg
	防振特性	5Hz以上
	吸収入力/駆動出力	110/90kW
直流動力計	回転数	2500/7500rpm
	回転方向	両回転

表2.1.2 EH-100型ディーゼル機関主要目

燃焼室型式	予燃焼室式
内径×行程	105×113(mm)
総排気量	5871(cc)
圧縮比	19.5
最大出力	145/3200(Ps/rpm)
最大トルク	37/2000(Kgm/rpm)
機関寸法(長×巾×高)	1073×680×839(mm)
圧縮圧力	32~36-280(Kg/cm²/rpm)
気筒数	6
サイクル型式	4

表2.1.3 弁タイミング

噴射	TDC前 20°
排気弁開	BDC前 62°
排気弁閉	TDC後 16°
吸気弁開	TDC前 22°
吸気弁閉	BDC後 50°

表2.1.4 実験時の機関の運転条件

実験No	第6気筒排気弁開閉間隙	機関回転数	負荷
1	0.25 mm (正常)		
2	0.45 mm (異常)		
3	0.55 mm (")	800 rpm	5.7 kg·m
4	0.62 mm (")		
5	0.24 mm (正常)		

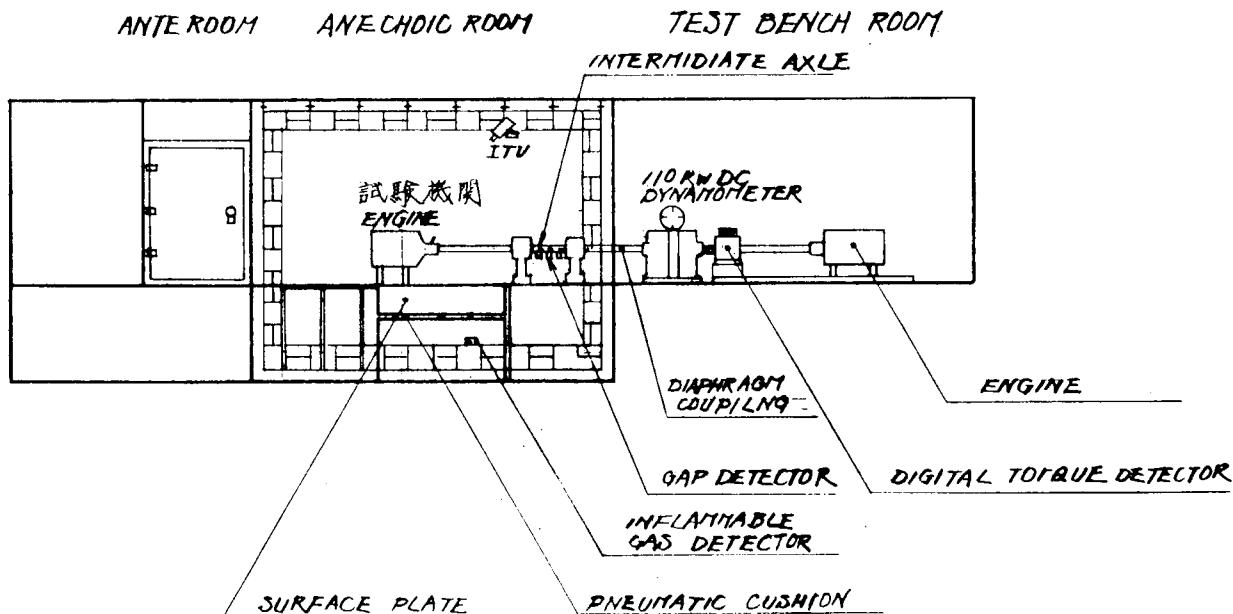


図2.1.1 実験室レイアウト

1.1.1 検出器

機関から発する音響、振動の検出には、マイクロホン、および振動加速度計を使用した。その他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等を使用した。以下にその取付位置を示す。

(1) 振動加速度検出器

使用した振動加速度検出器はKistler 製 Model 808K1である。その特性は表2.1.5に示す。

検出の対象は第6気筒の吸排気弁のロッカーアーム中の軸受と排気管の振動である。取り付け位置は図2.1.3に示す。取り付けにあたっては検出器の温度特性が5.4°Cなので、水冷のベースをもうけ、その上にネジで固定して使用した。

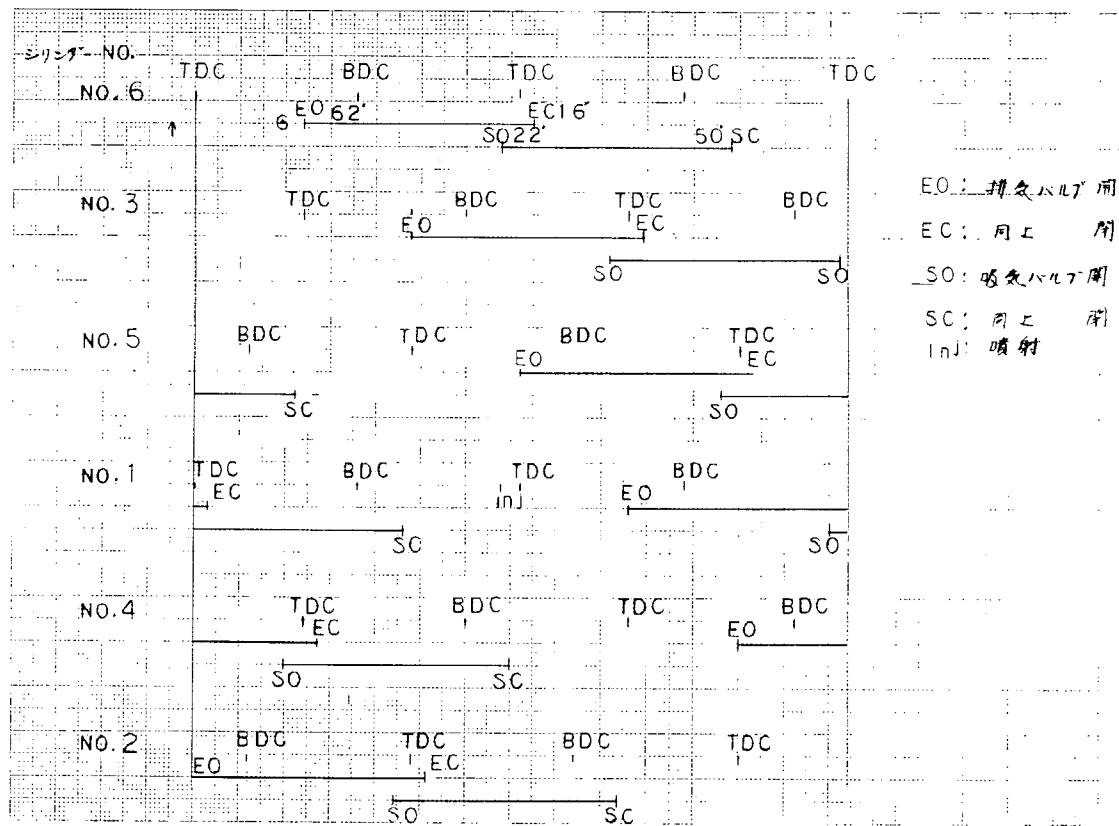


図 2.1.2 EH-100型 正常時の吸排気弁の開閉のタイムチャート

表 2.1.5 振動加速度計特性

(2) マイクロホン

使用したマイクロホンは B & K 製 type 4145 コンデンサマイクロホンである。

取付け位置は第6気筒排気弁の真上でカバーから 6.0 mm 離れたところである。(図 2.1.3 参照)

最大加速度	1000 g
周波数応答	10~10000 Hz ±1%
共振周波数	40 KHz
温度範囲	0°C~54°C

(3) タイミング用検出器

○ 電磁ピックアップ (MP 910 小野測器製)

吸排気弁のタイミングをとらえるためカバーに穴をあけ、販排気弁ッシュロットの頭部の位置に電磁ピックアップを取り付けた。これによって得られる波形はッシュロットの上下運動の微分波形である。

○ ホトマルチメータ (FG 100 小野測器製)

試験機関が4サイクルのため第6気筒の TDC パルスのかわりに、噴射ポンプからクランク軸2回転につき1パルスにあたるタイミングパルスを取り出した。検出方法は噴射ポンプのオートマチックタイマのケースに反射テープをはりホトマルチメータから光を発し、その反射光をとらえることにより、パルスをとり出して行う。得られるタイミングは第1気筒の噴射時期(試験の第6気筒の噴射時期とは 360° ずれている)に一致している。

1.1.2 計測システム

図 2.1.4 に計測システムのブロックダイヤグラムを示す。データはシンクロスコープでモニタしながらデータレコーダに記録した。振動検出器からの信号は周波数が高いためダイレクトモード (250Hz~100KHz) で記録した。記録したデータは周波数分析等の解析を行った。

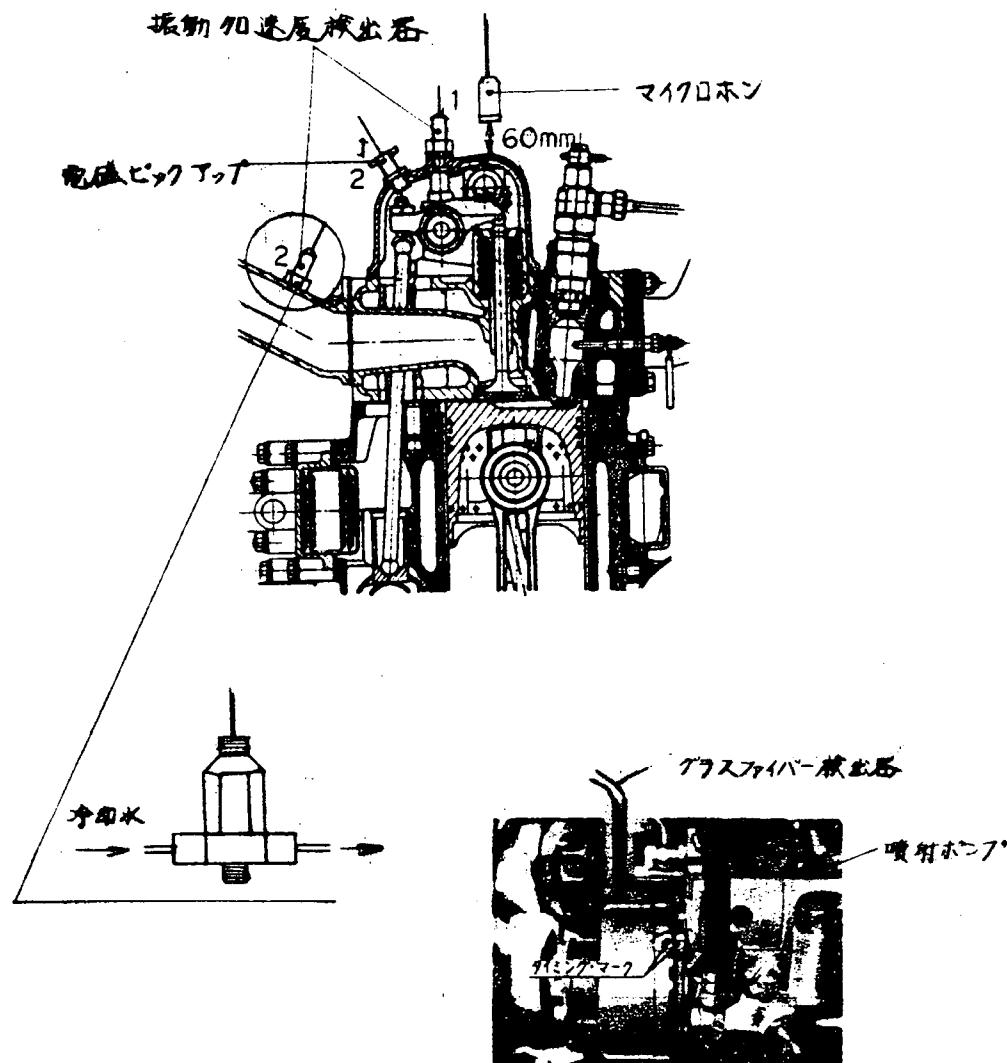


図2.1.3 検出器取付け位置

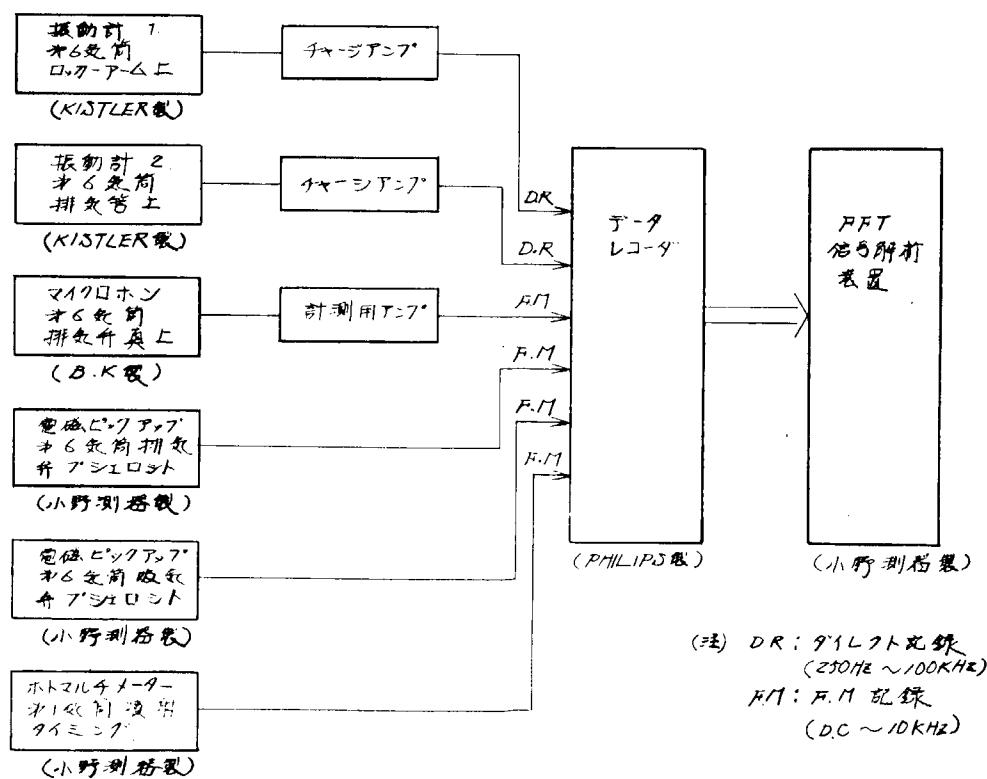


図2.1.4 計測及び解析ブロックダイヤグラム

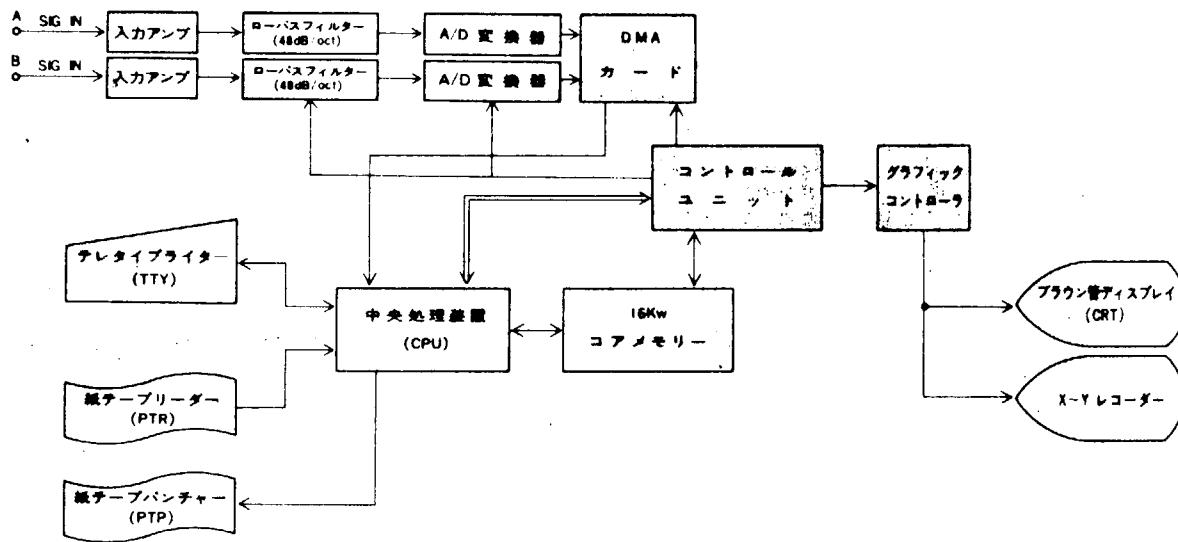


図2.1.5 FFT信号解析装置ブロックダイヤグラム

1.2 解析方法

データの解析は小野測器製CF-700型FFT信号解析装置で行った。図2.1.5にそのブロック図を示す。

解析方法は、まず音、振動のデータからパワースペクトルを求め、周波数軸上で正常と異常の比較を行った。次にその結果をもとにアナログフィルタを用いて音、振動のデータから適当な周波数成分を取り出し時間軸で比較を行った。

次に以上の解析において使用したFFT信号解析装置機能の中の一つであるトリガーディレイについて説明する。

1.2.1 サンプル区間とトリガーディレイ

本解析装置はデジタル的に処理しているため、アナログのデータは適当なサンプリング間隔でA-D変換されメモリに記憶され、デジタル演算処理によりパワースペクトルに変換される。A-D変換のサンプルクロック $\triangle t$ と分析される。最大の周波数 f_{\max} との間には次の関係が成り立つ。

$$f_{\max} = \frac{1}{2 \triangle t} \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

又、サンプル数をNとする、サンプル区間Tは $N \cdot \triangle t$ となる。従って、 $f_{\max} = 5.0 \text{ KHz}$ とし、 $N = 2048$ とすると、サンプル区間 $T = 2.048 \text{ ms}$ となる。一方、800 rpmで運転されている4サイクルエンジンの1行程あたりの時間は15.0 msとなるため上記の条件で解析する場合、サンプル区間2.048 msはクランク角度で約100度に相当する。

従って、弁間隙の異常にによって起こる異常振動、異音がピストン行程の一部にのみ現われるとしたら、任意のクランク角度100度についてのデータで解析した時には識別できない恐れがある。

そこで解析にあたっては第1気筒の噴射タイミングパルスをトリガーパルスとし、それよりサンプル開始の時間遅れ（以後トリガーディレイと呼ぶことにする）を設定することにより一定のクランク角度のデータについて分析を行った。

図2.1.6にトリガーディレイとクランク角度の関係を示す。

トリガーをかけず（以後トリガーフリーと呼ぶこととする）にピストン行程と同期にサンプルし、パワースペクトル上で加算平均（40回）を行うことにより得られる結果はいろいろなクランク角度のデータが含まれているので、それによる比較も行った。

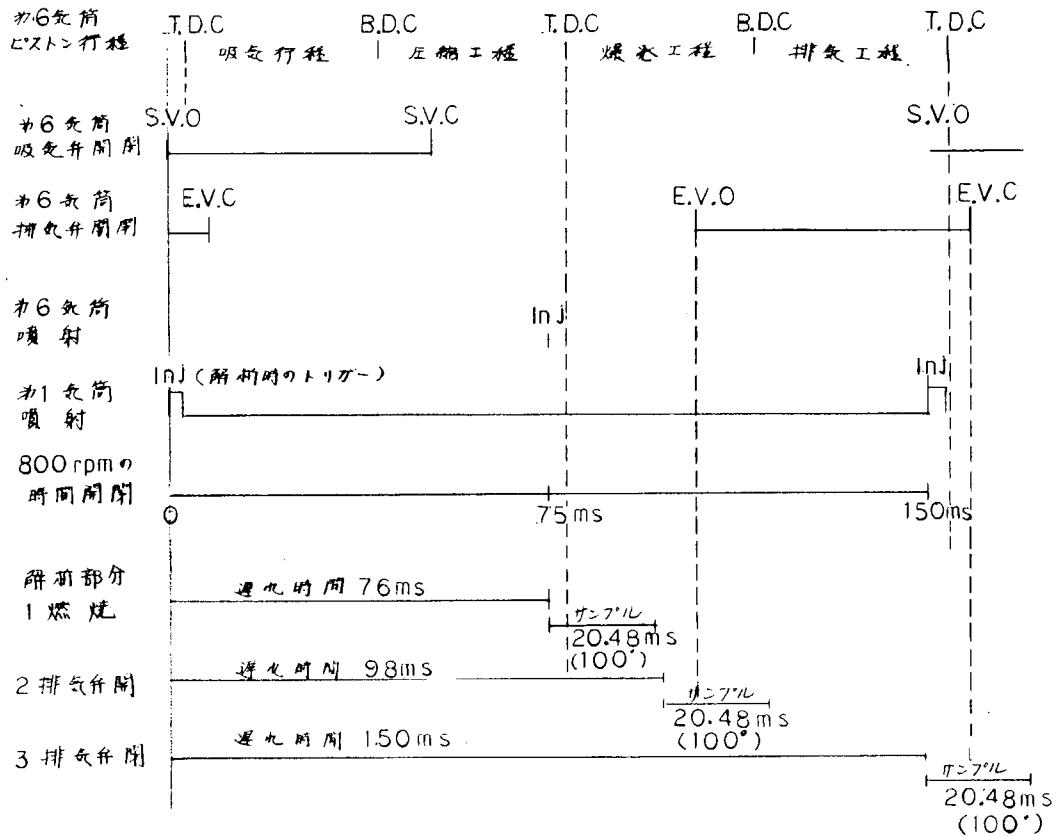


図2.1.6 解析部分とクランク角度

1.3 解析結果及び考察

1.3.1 マイクロホンによる結果

図2.1.7～2.1.10に正常時と弁間隙を最も異常(0.62mm)にした時のパワースペクトルを示す。図2.1.7はトリガーフリーの結果であり、図2.1.8～2.1.10はトリガーディレイを使用し各々燃焼、排気弁開、排気弁閉にあたるクランク角度のデータについて解析した結果である。この結果、正常時と異常時のスペクトルがほとんど一致しており、マイクロホンによって弁間隙異常を確認するのは困難であることがわかる。

1.3.2 ロッカーアーム軸受振動

図2.1.11にトリガーフリーのパワースペクトルを示す。これによると正當時と異常時では6KHz, 13KHz, 及び20KHz付近に大きな違いが認められる。次にトリガーディレイが76msにおける燃焼時のパワースペクトルを示す。この場合、ほとんど一致していることから図2.1.11において観測された違いは他のクランク角度で起っている事が理解される。

図2.1.13, 2.1.14にトリガーディレイ 98ms と 150ms との排気弁の開閉時(以後、排気弁開、排気弁閉と略す)のパワースペクトルを示す。

まず、図2.1.13の排気弁開の結果では6KHz付近のパワーが排気弁間隙0.55mmと0.62mmで大きくなっている。これは図2.1.11に現われている6KHzの山と一致している。図2.1.14においては10KHz以上の成分のパワーが異常に大きくなっている。又、0.62mmについて云えば13KHzと20KHz付近のパワーが正常時に比して大きい事から、図2.1.11にあらわれた13KHz, 及び20KHz付近の違いがこの排気弁開の時期にあらわれる異常のためと思われる。

正常における再現性について云えば、図2.1.13, 2.1.14で0.24mmの結果が0.25mmと一致していることから充分確認される。

これらの事から弁間隙の異常によって起る異常振動は一定のクランク角度で起っていることが理解できる。

次にこれらの結果をもとにアナログのフィルターを用いて違いの大きい周波数領域のデータを通過させ、同じようにトリガーディレイを用いてサンプルした生波形を図2.1.15～2.1.18に示す。

図2.1.15は排気弁開時のデータで5KHzのハイパスフィルター(24dB/octの減衰率)を通過させた後の波形である。これによると0.45mmで振巾の違いは認められないが、振巾の大きくなっている時期がずれている事が認められる。さらに0.55mm、0.62mmでは振巾が非常に大きくなっていると共にその時期が弁間隙の大きさと比例してずれているのが認められる。0.25mmにおいて振巾の大きくなっている時期がBDC前60°前後にあたる事からこれはロッカーアームが弁棒をたたくことによって起っているものと考えられる。

図2.1.16は排気弁閉時のデータで5KHzのハイパスフィルターを通過させた後の波形である。この結果振巾はあまり異常がみとめられないが、振巾の大きくなる時期をみると弁間隙と共に早くなっているのが理解される。又0.25mmにおいてその時期がTDC後15°程度にあたる事から、この振巾の大きくなる原因は弁が弁座に着座することによって起るものと考えられる。

図2.1.16、2.1.17にハイパスフィルターの周波数をさらに10KHzと15KHzにした時の波形を示す。これによると、異常時は振巾の大きい部分が2つにわかっているのが確認され、又、正常時との振巾の違いも認められる。図2.1.17の振巾は弁間隙の大きさと比例しているのが認められる。

1.3.3 排気管振動

図2.1.19にトリガーフリーの排気管の振動のパワースペクトルを示す。この結果13KHz及び15KHzと20KHzの間の山に違いがみとめられる。

図2.1.20、2.1.21にトリガーディレイによる燃焼と排気弁開のパワースペクトルを示す。この結果この両者のクランク角度では違いが認められない。

図2.1.22に排気弁閉のパワースペクトルを示す。

この結果、15KHzと20KHz間の山と13KHzの山が弁間隙と共に比例して大きくなっているのが理解される。

図2.1.23に排気弁閉のデータを15KHzのハイパスフィルターを通した波形を示す。この結果は図2.1.22のパワースペクトルと同じように弁間隙と共に振巾が大きくなっている。又、ロッカーアーム軸受振動でみられたように振巾の大きくなる時もずれている。

1.3.4 ピストン行程と振動

振動データと吸排気弁のブショロットの動きとの関係を図2.1.24に示す。

1番上の矩形パルスは今までの解析でトリガーパルスとして使用した第1気筒の噴射パルスである。

2番目及び3番目が第6気筒の吸排気弁のブショロットの上下運動を電磁ピックアップによってとらえた微分波形である。従って立下がりのOVと交わるところがブショロットの最も高い位置にあたる時期である。

4～7番目の波形は振動のデータを5KHzのハイパスフィルターを通過させ半波整流したのち、ほうらく線検波したデータを波形平均したものである。図2.1.25にそのプロックダイヤグラムを示す。

4～7番目について説明する前に1番下の①～⑥について説明する。これは各々

- ①は第6気筒の爆発時期
- ②〃排気弁の開く時期
- ③〃隣りの第5気筒の爆発の時期
- ④〃第6気筒の排気弁の閉る時期
- ⑤〃第4気筒の爆発時期
- ⑥〃吸気弁の閉る時期

に一致している。

そこで4番目と5番目であるが、これはロッカーアームの振動で上が正常、下が異常(0.62mm)である。これを比較すると、正常時は吸排気弁の閉じるタイミングで最も大きい振動がみられ、次に爆発の時期が大きくその他はこの電圧レンジでは観測されない。異常時では排気弁の開くタイミングの振動が強くあらわれ、次にその閉るタイミングとなっている。このことは前に示した結果と一致している。

一方、6,7番目は排気管の振動の正常時と異常時(0.62mm)のデータである。まず正常時においては第6気筒の爆発のタイミングで最も大きい振動があり、次に第5気筒、第4気筒の爆発となっている。異常時においては排気弁の閉じるタイミングで大きくなっている。このことも前に示した結果と一致している。

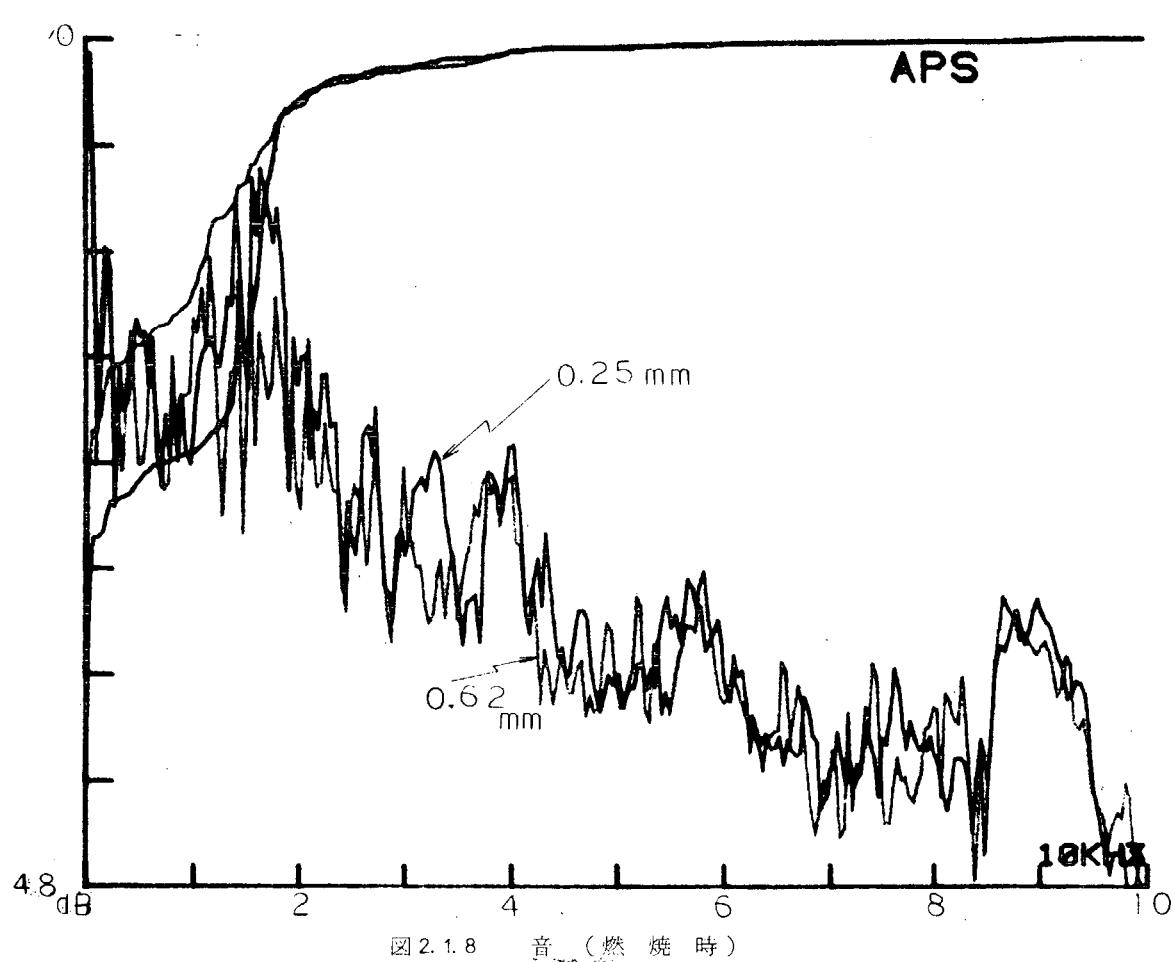
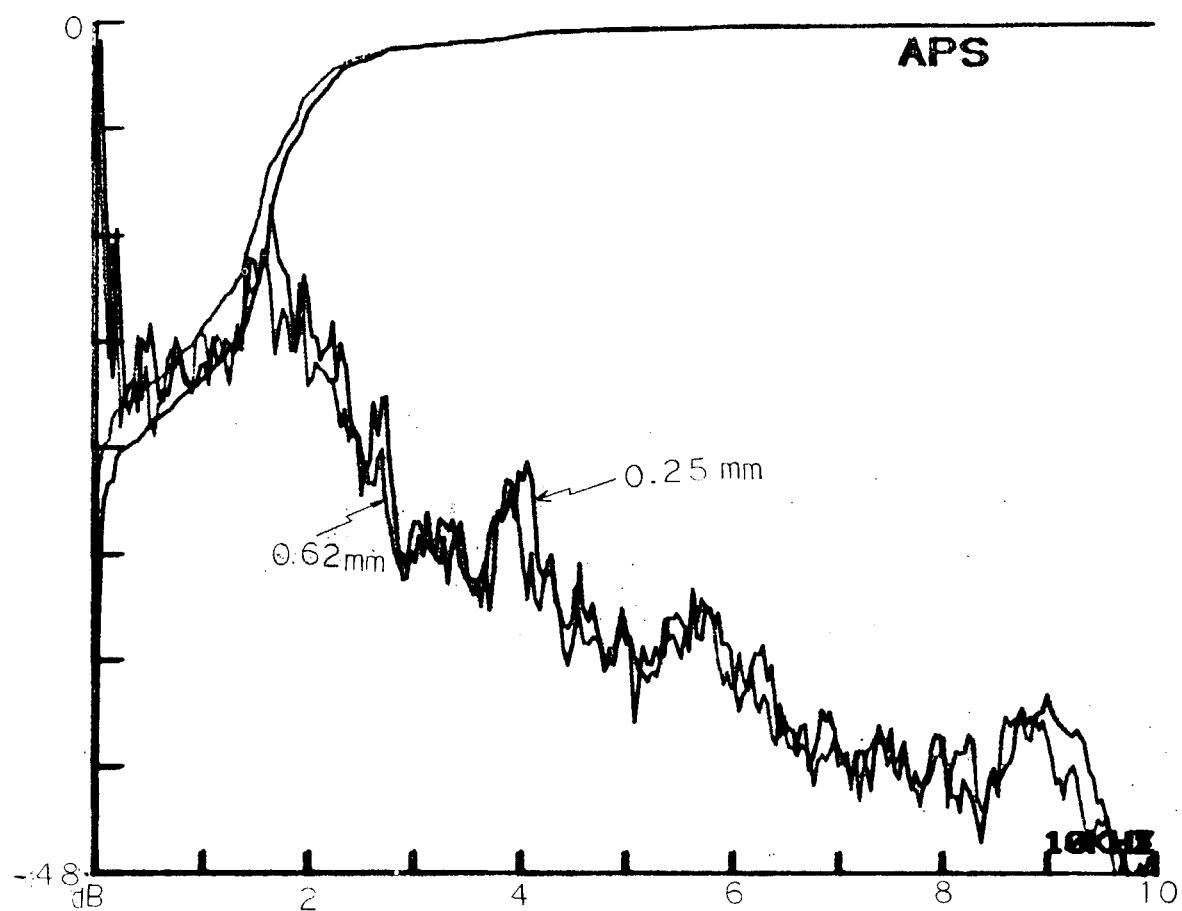
そこでロッカーアーム軸受けと排気管上での振動について考察する。前者で異常のあった排気管閉のタイミングでは、後者であらわれていない事からロッカーアーム軸受けで起きている排気弁の開くことによって起こる振動とは原因が同じ弁間隙の異常によるものであっても、異なるところから発しているものと考えられる。つまり、開く時はロッカーアームが弁棒をはたくことによってロッカーアームと弁棒の間に起る振動であり、閉じる時は弁と弁座の着座によるものであると推定できる。

最後に両者の振動で燃焼時のスペクトル及び波形が弁間隙の正常と異常にによって違いがあらわれない事から、燃焼そのものは少なくとも弁間隙の異常の初期の段階では左右されないと考える。

1.4 まとめ

以上の実験結果をまとめると弁間隙の異常検出について次の事が云える。

- (1) マイクロホンによる機関上部の音からの弁間隙異常検出は非常に困難である。
- (2) 排気弁の弁間隙の異常によって起る振動はある特定のクランク角度、つまり排気弁の開く時、又は閉じる時に起るためその時期のみに着目すると良い。
- (3) その異常振動はある周波数領域の振巾が大きくなると共にその排気弁の開閉の時期のずれゆくのが確認された。
- (4) 弁間隙の異常の度合とそれによって起る異常の振動は比例している。又、その異常振動はパワースペクトルでみると高い周波数成分に現われる。
- (5) 最後に上記の結果が満たされた時の具体的検出方法としては振動波の特定のクランク角度のデータを抽出し、適当なフィルターを用いてその振巾の違い及び振巾の大きくなる時期を観測する事によって検出するのが最も簡便であると考える。



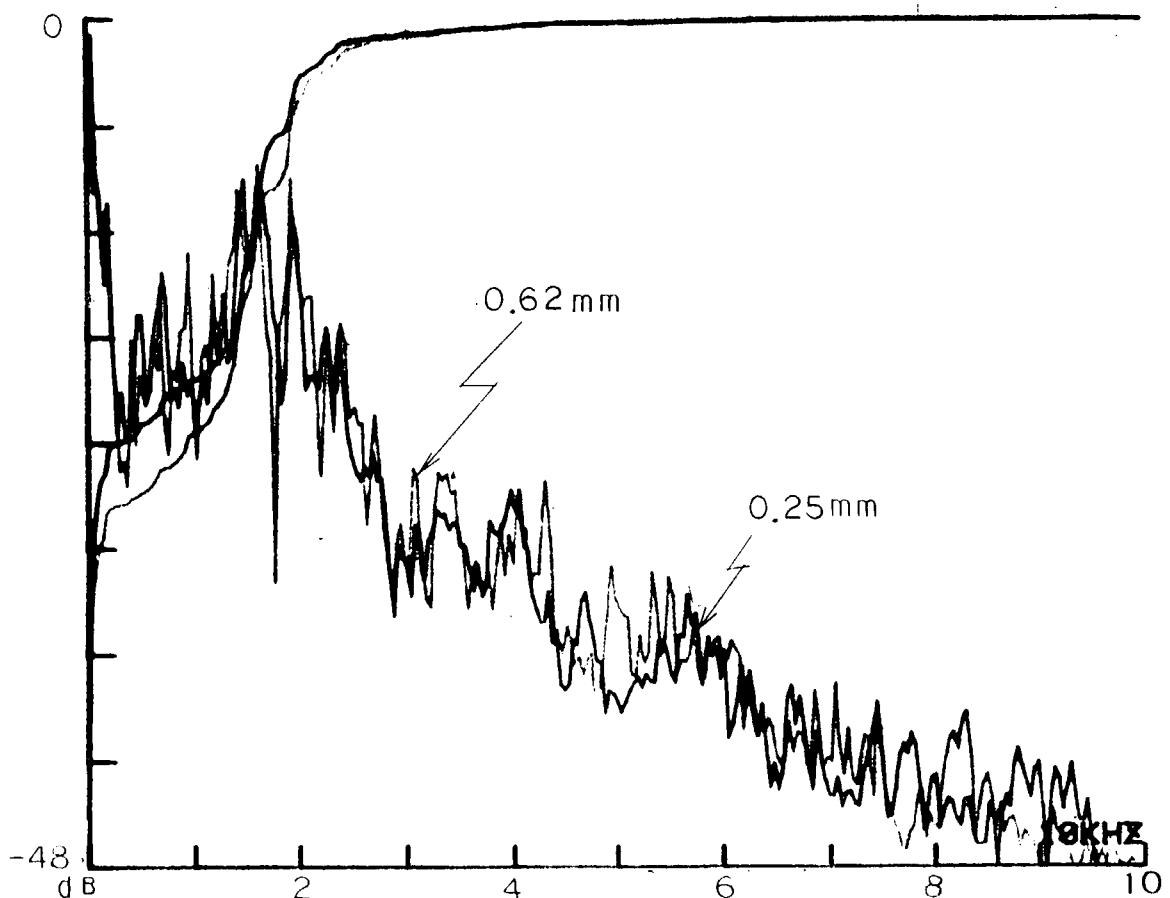


図 2.1.9 音（排気弁開）

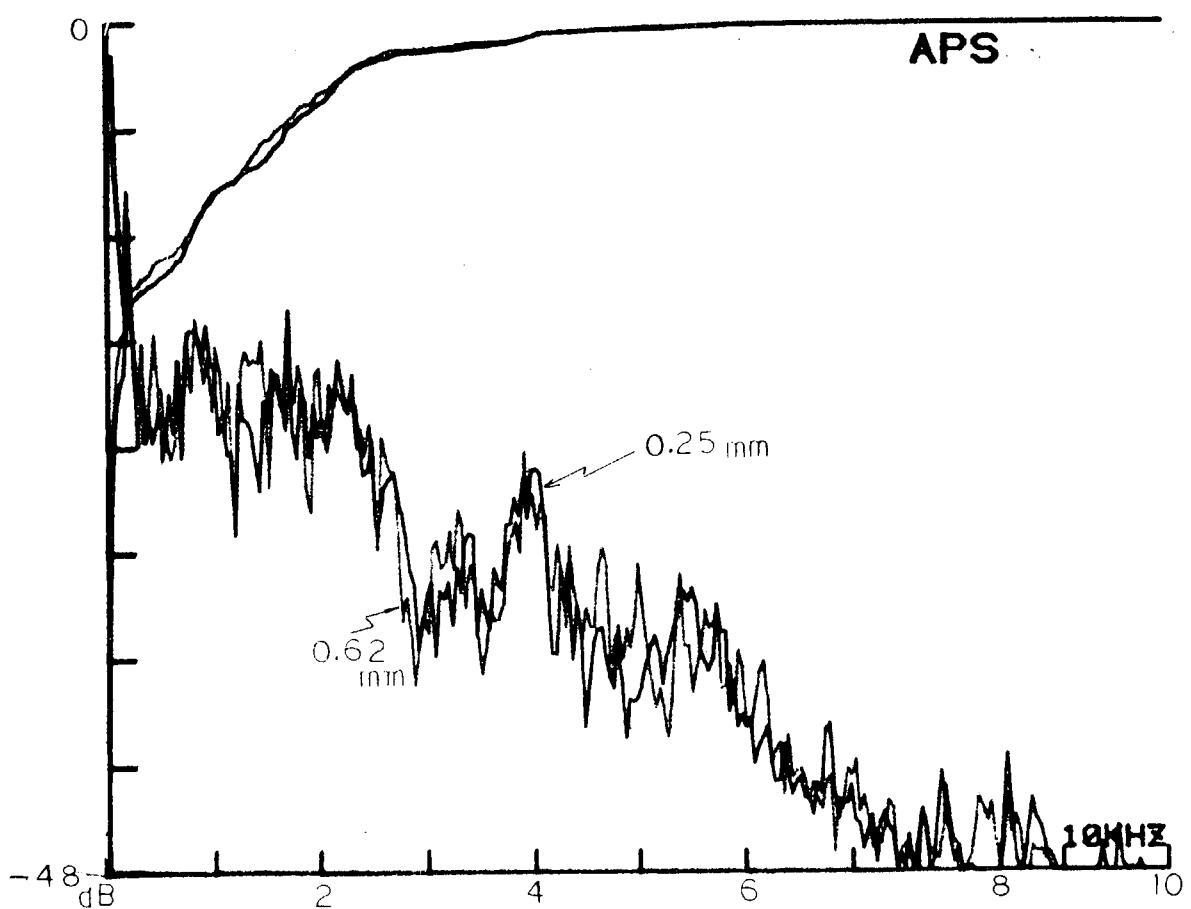


図 2.1.10 音（排気弁閉）

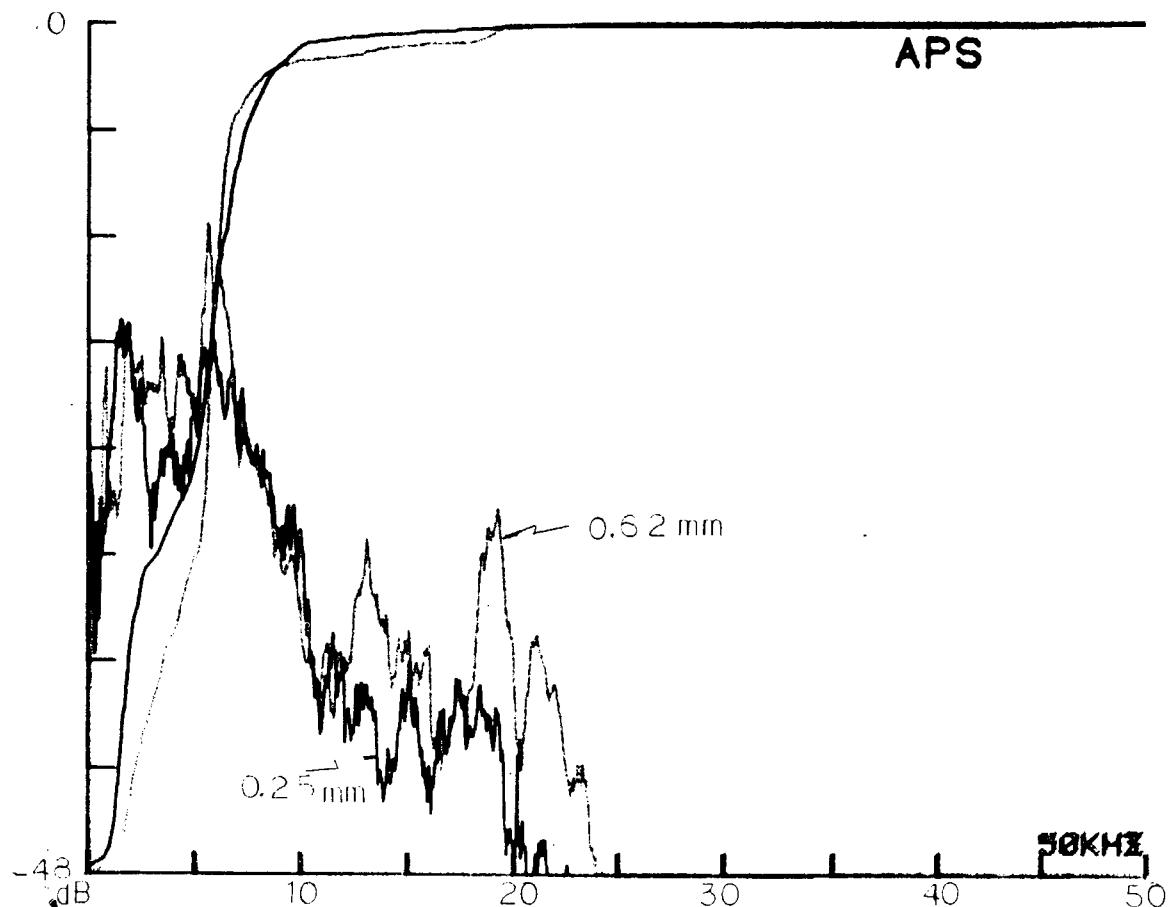


図2.1.11 ロッカーアーム軸受振動(トリガーフリー)

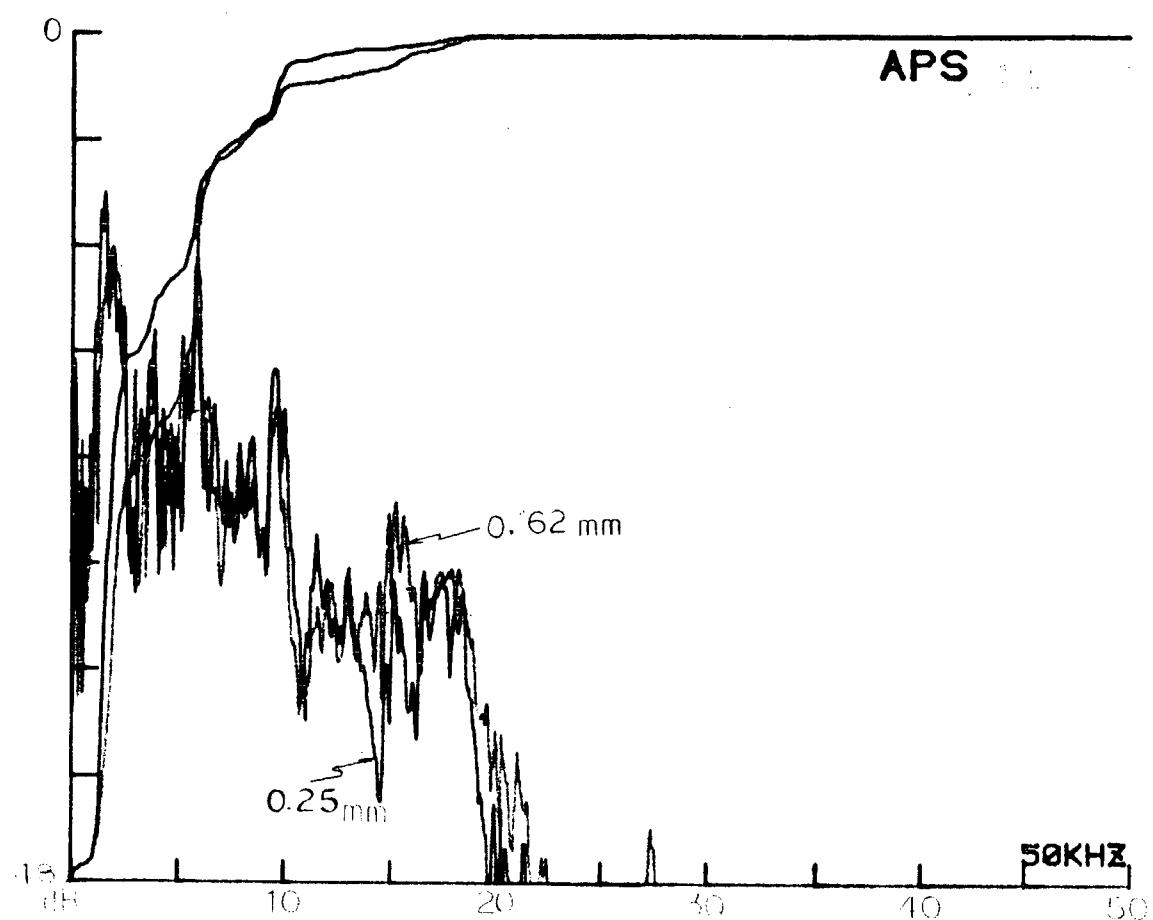


図2.1.12 ロッカーアーム軸受振動(燃焼)

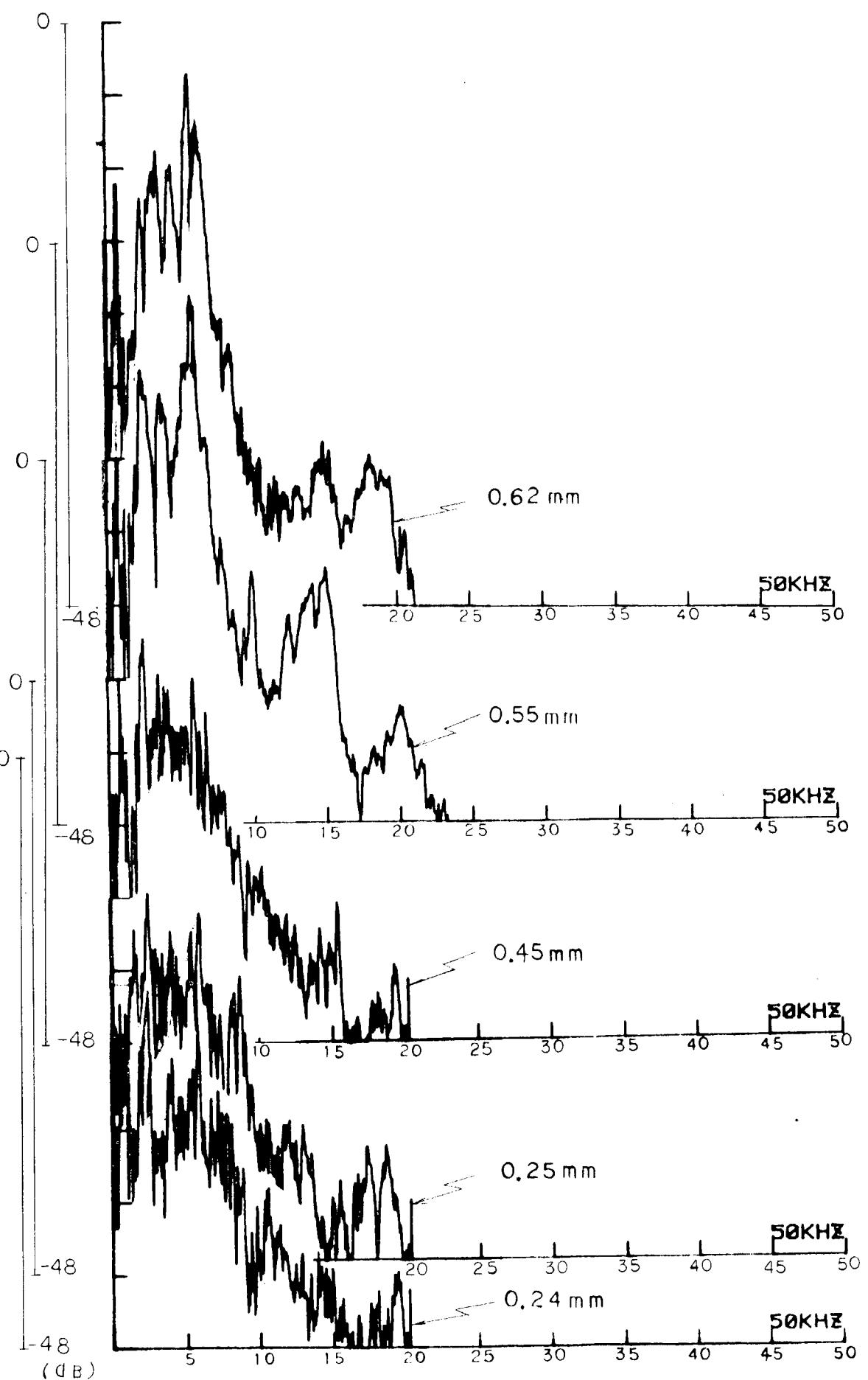


図2.1.13 ローラーカーブーム軸受振動(排気弁開)

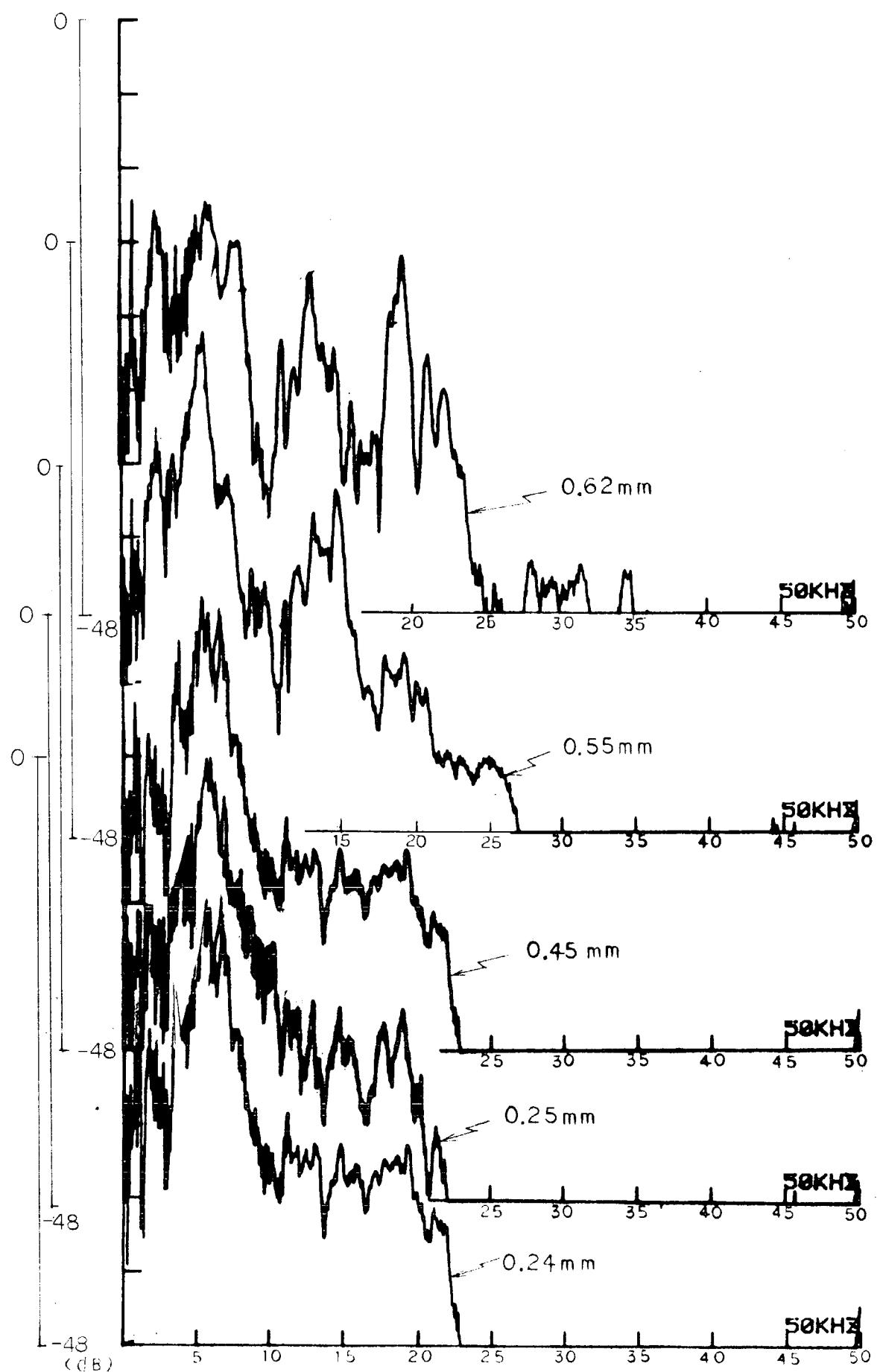


図2.1.1.4 モーターアーム軸受振動(排気弁閉)

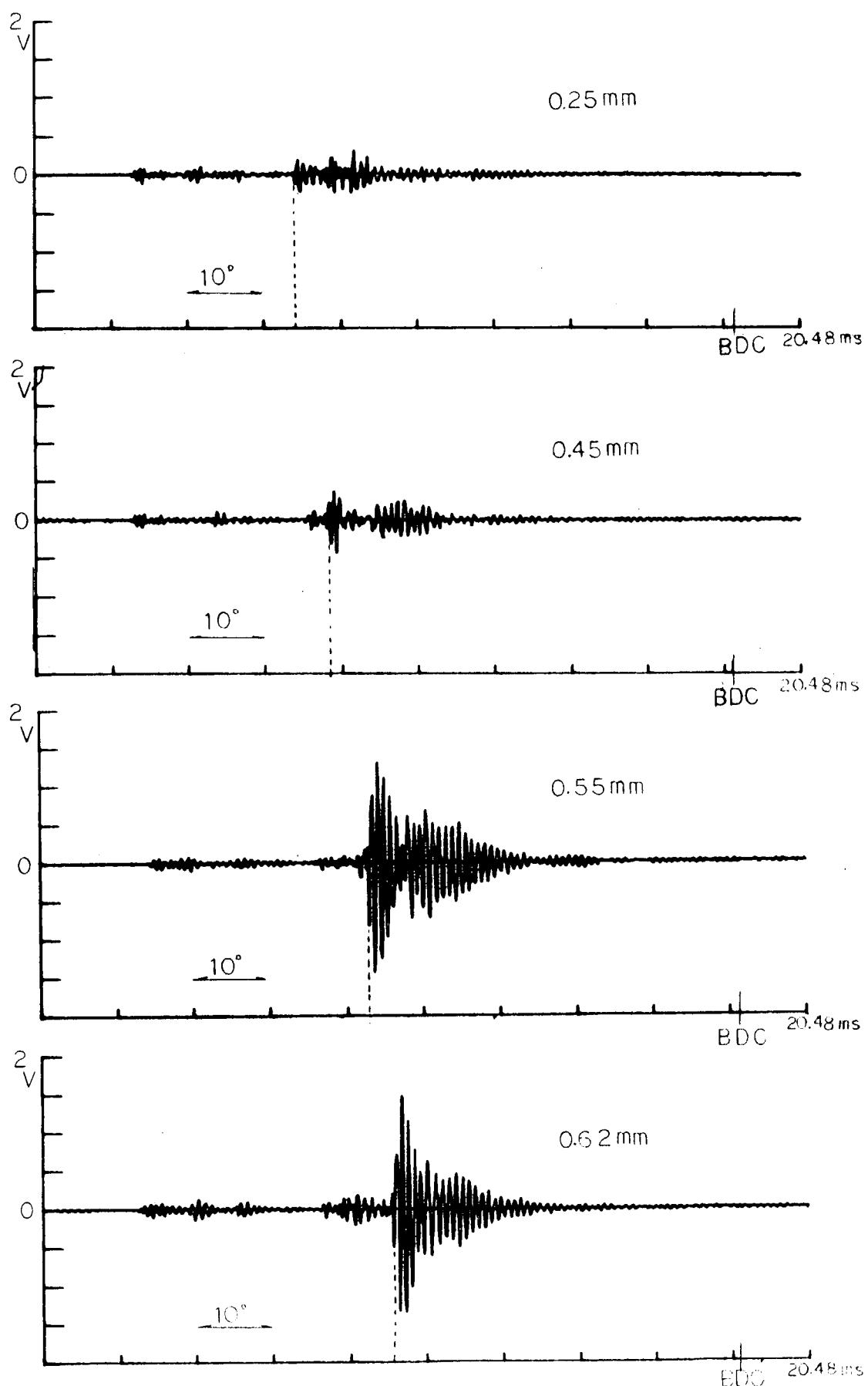


図2.1.15 ロッカーアーム軸受振動（排気弁開）
(5 KHz ハイパスフィルター)

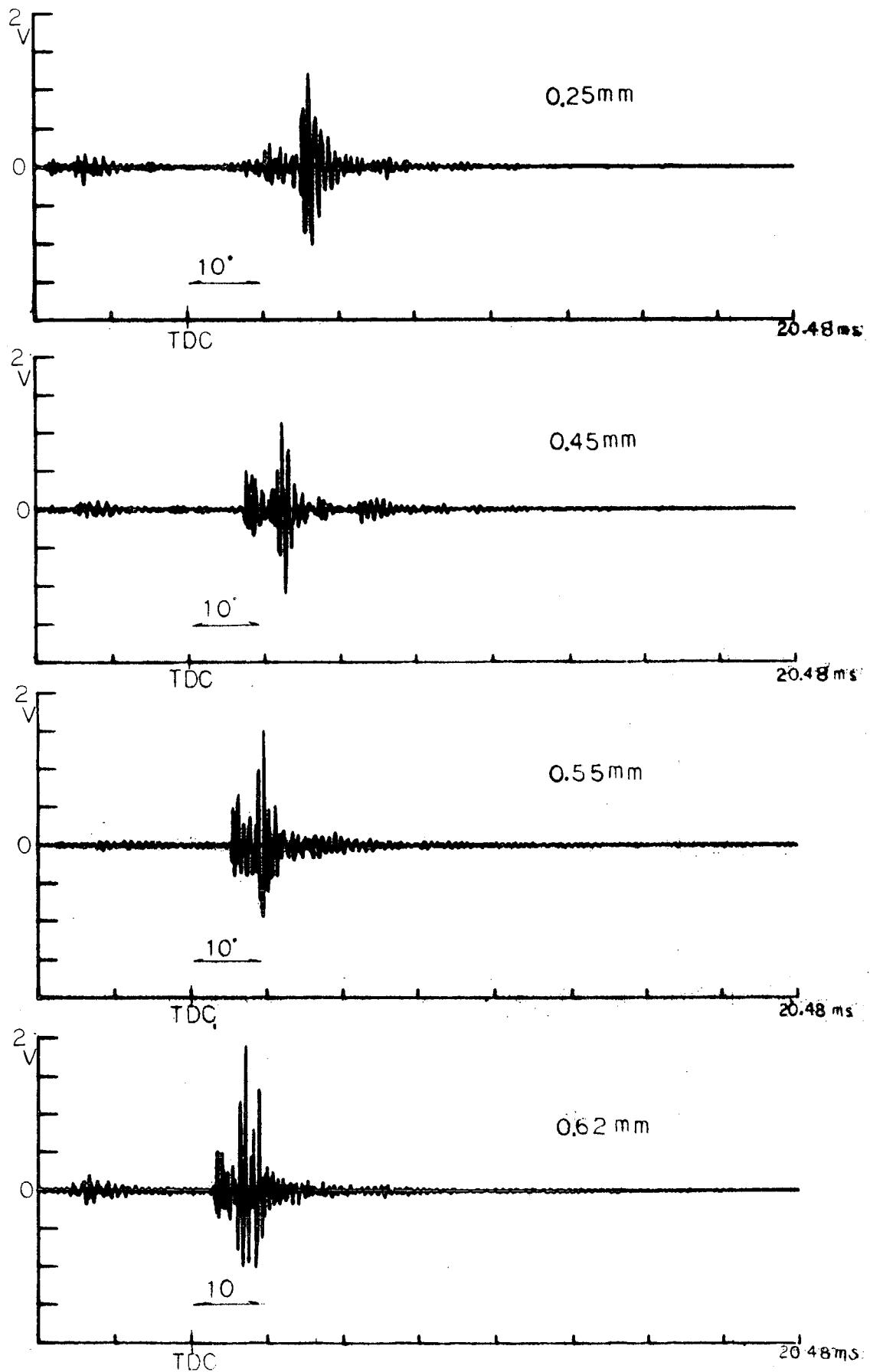


図2.1.16 ロッカーアーム軸受振動(排気弁閉)
(5KHzハイパスフィルター)

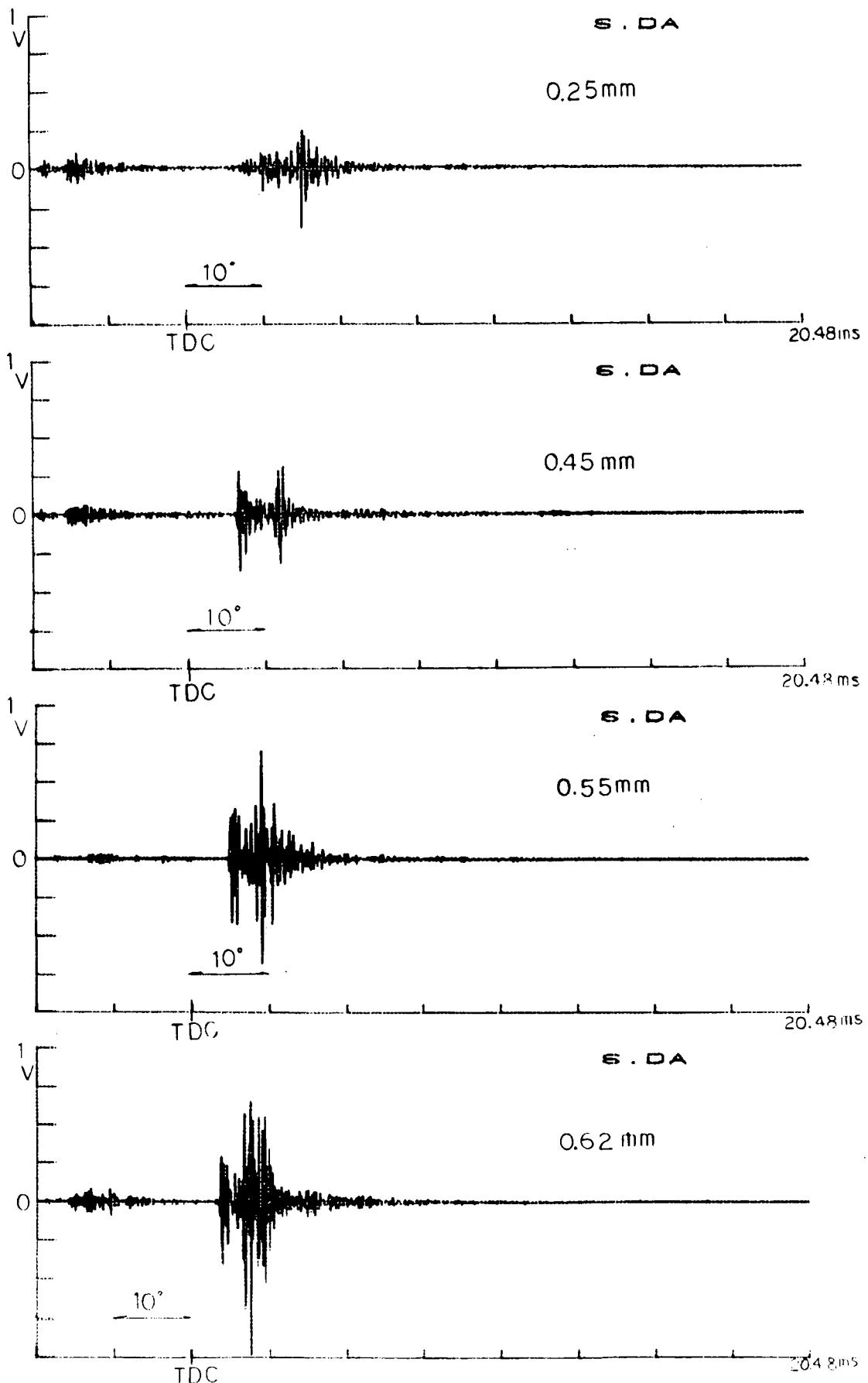


図 2.1.17 ロッカーム軸受振動（排気弁閉）
 (10 KHz ハイパスフィルター)

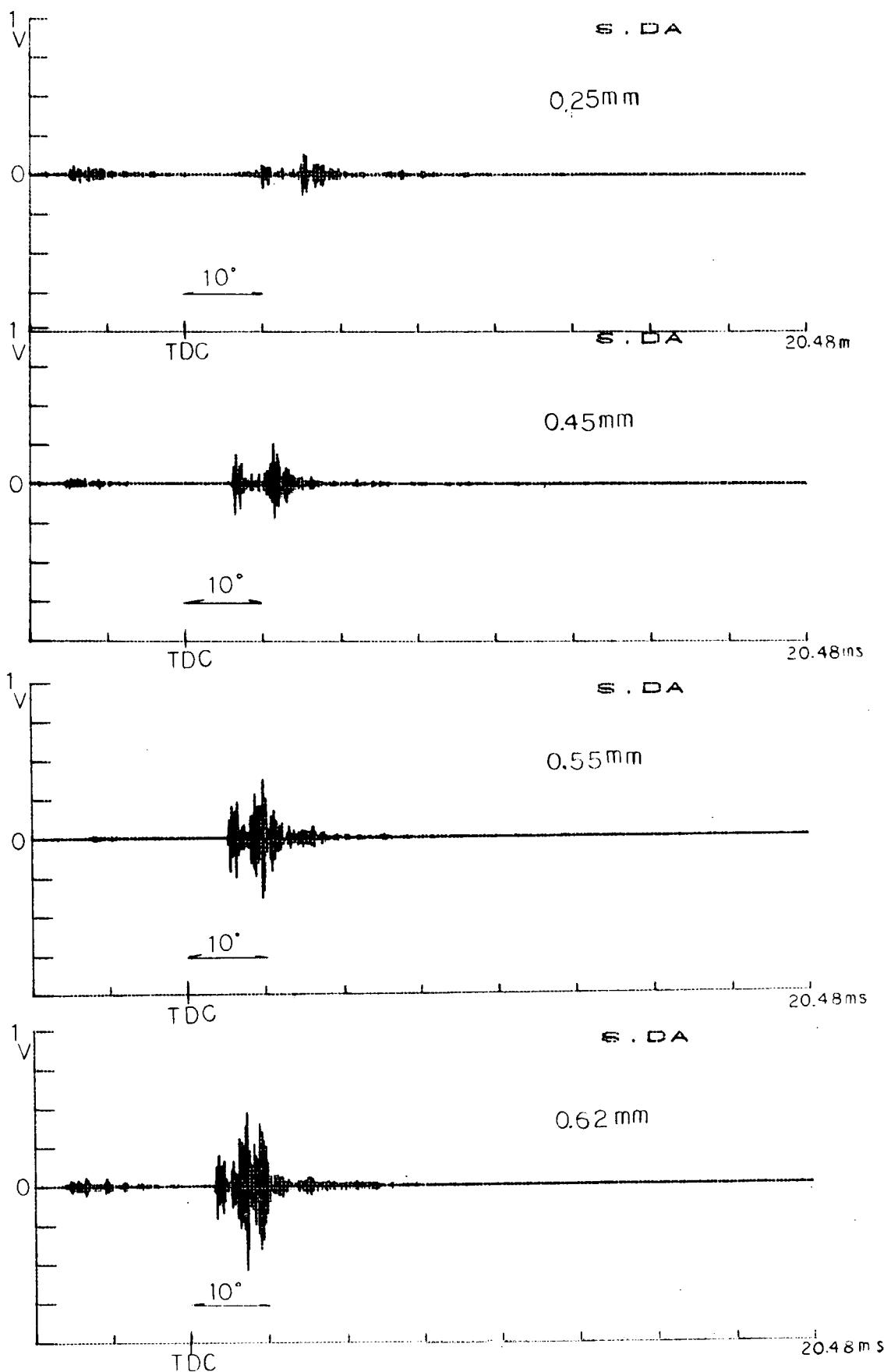


図2.1.18 ロッカーアーム軸受振動（排気弁閉）
 (15KHz ハイパスフィルター)

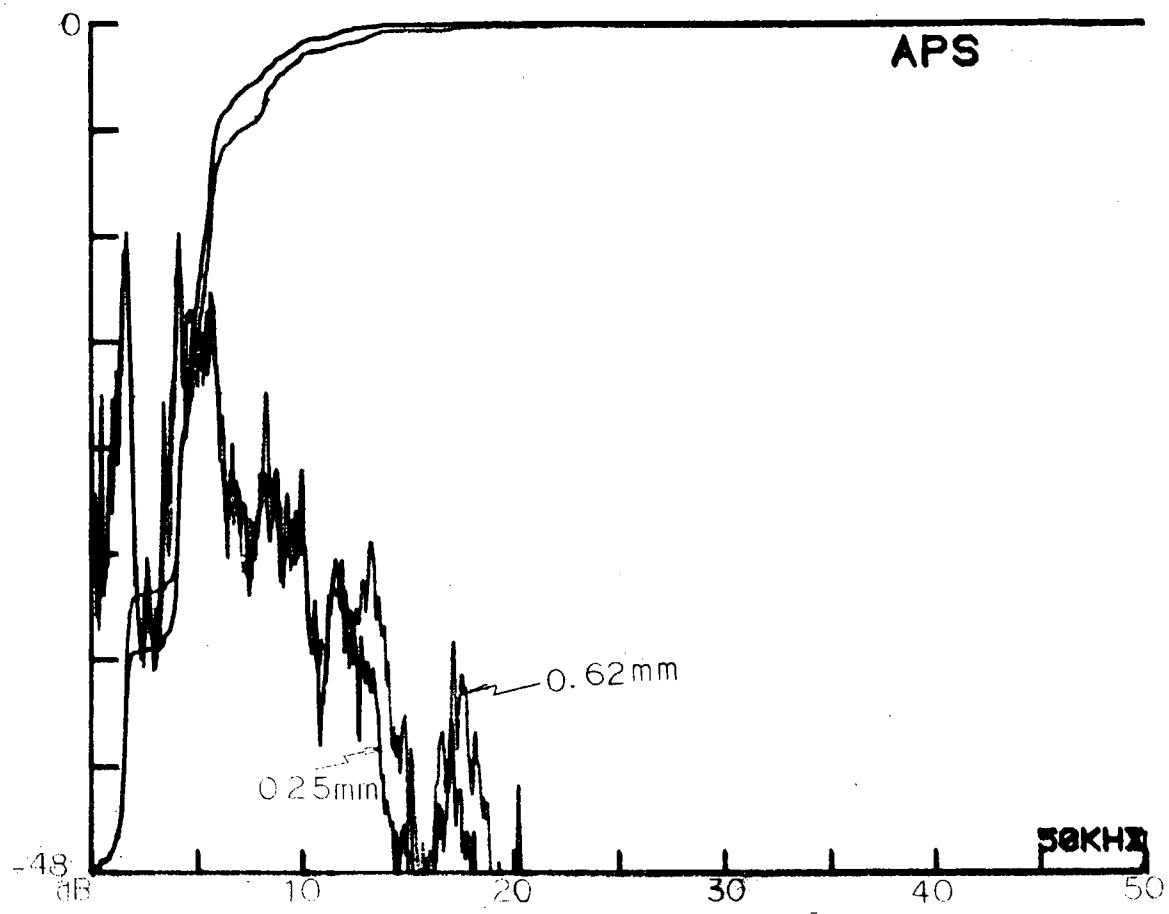


図2.1.19 排気管振動(トリガーフリー)

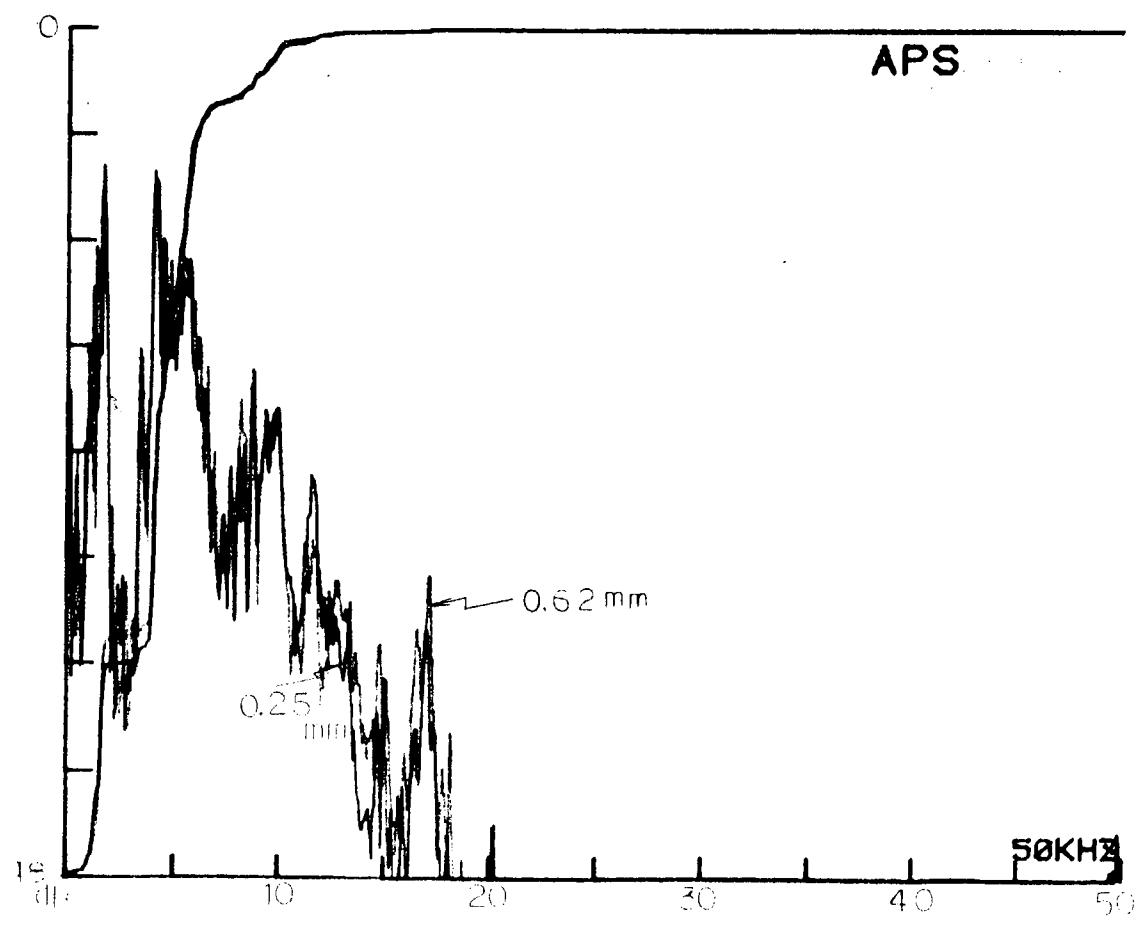


図2.1.20 排気管振動(燃焼)

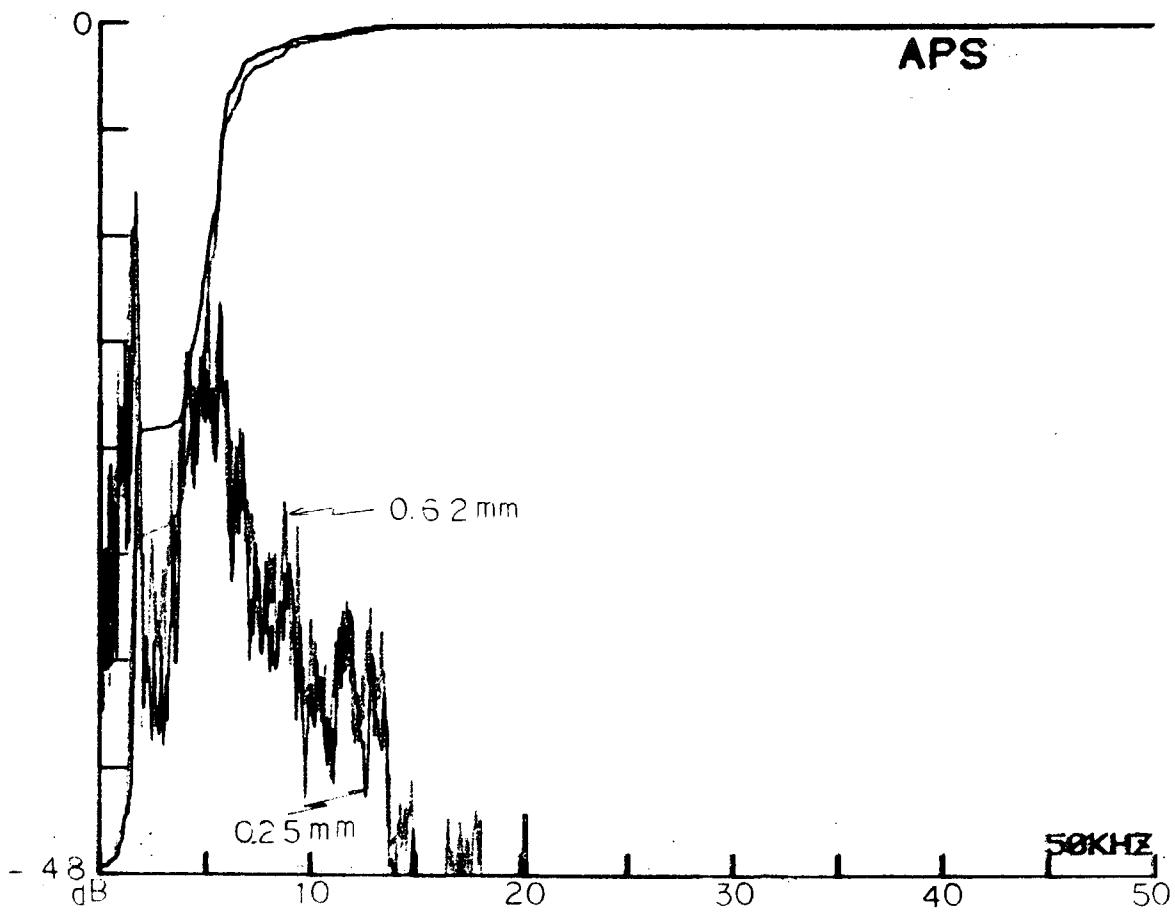


図 2.1.21 排 気 管 振 動 (排 気弁 開)

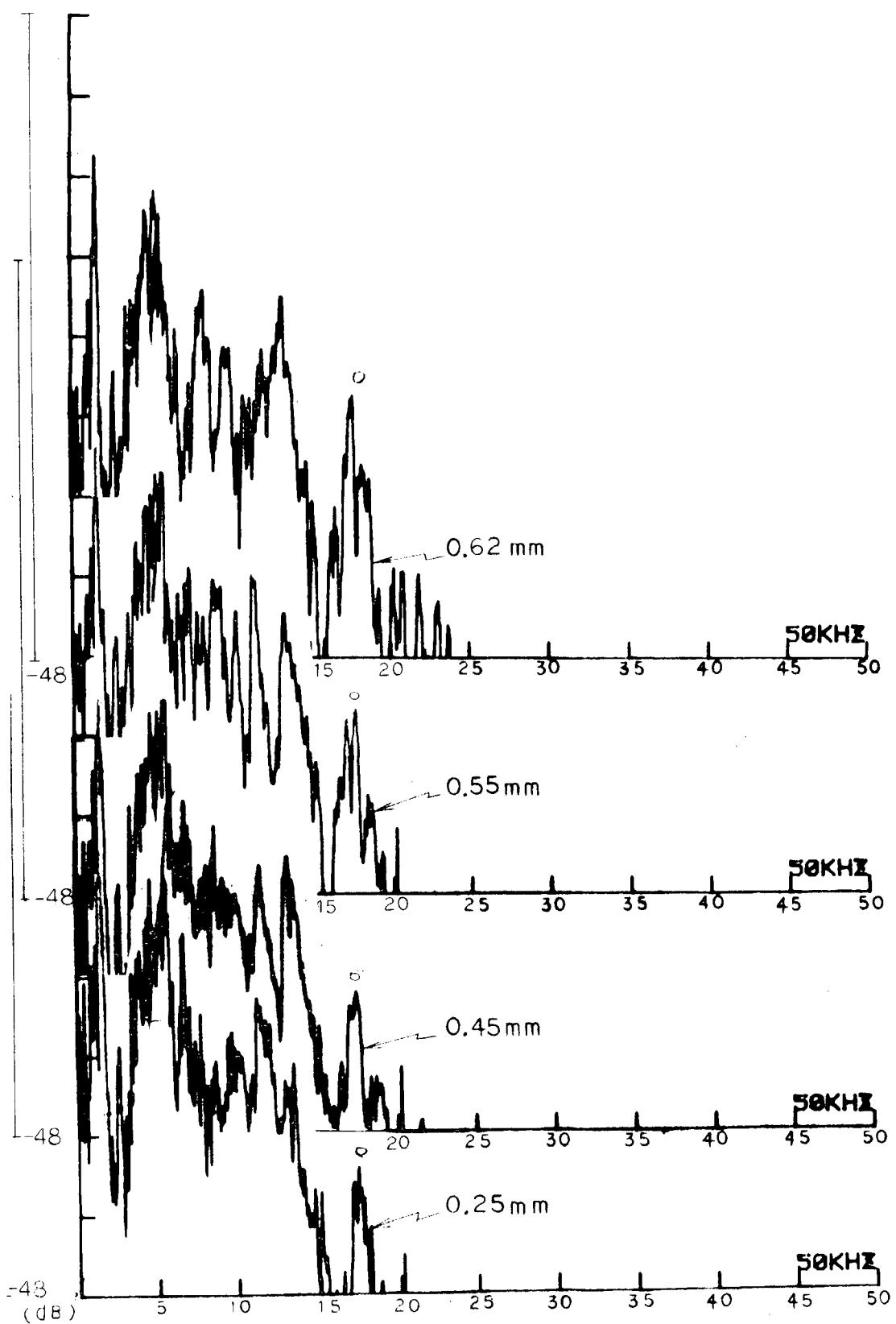


図2.1.2.2 排気管振動（排気弁閉）

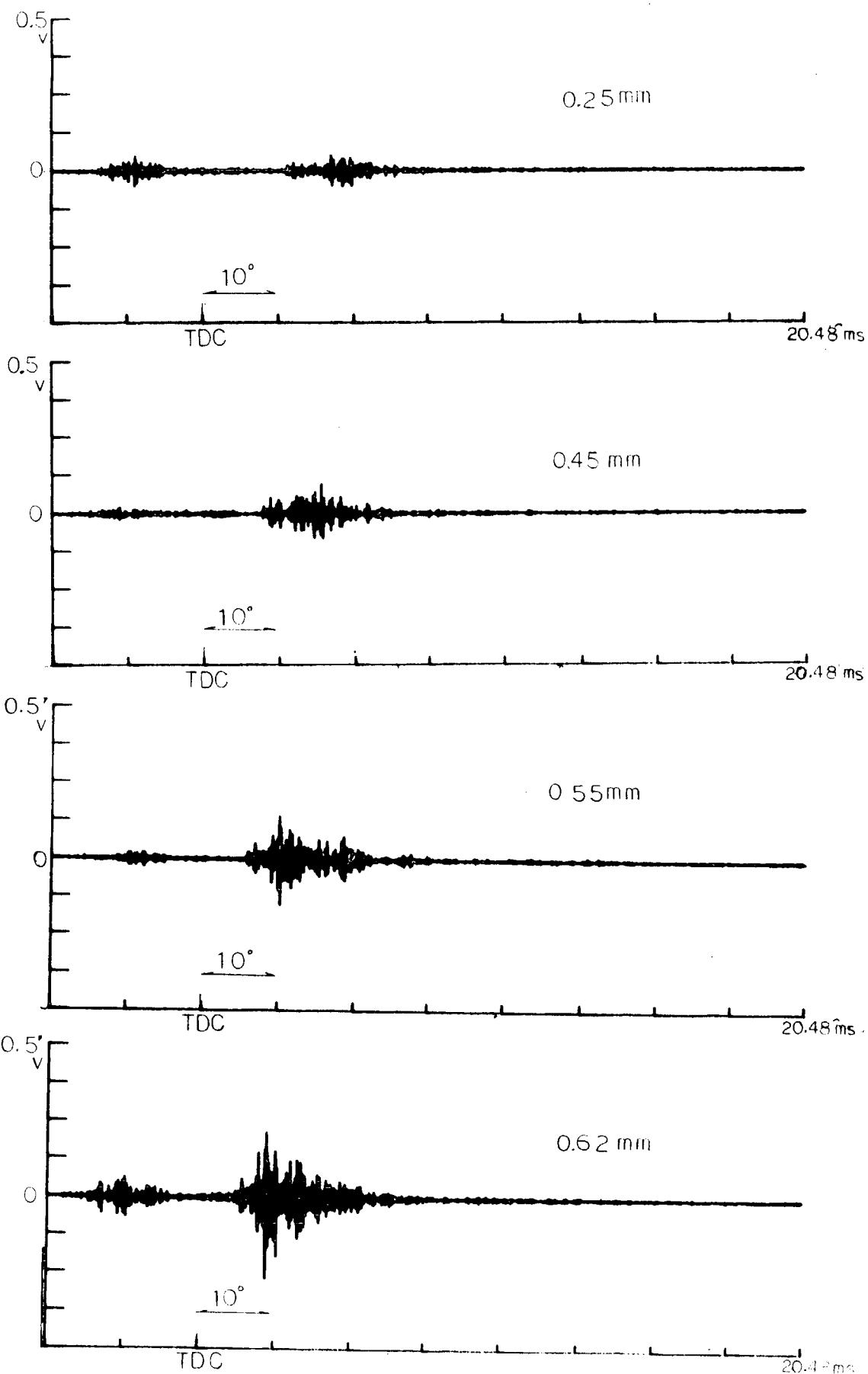


図2.1.23 排気管振動（排気弁閉）
(15KHz ハイパスフィルター)

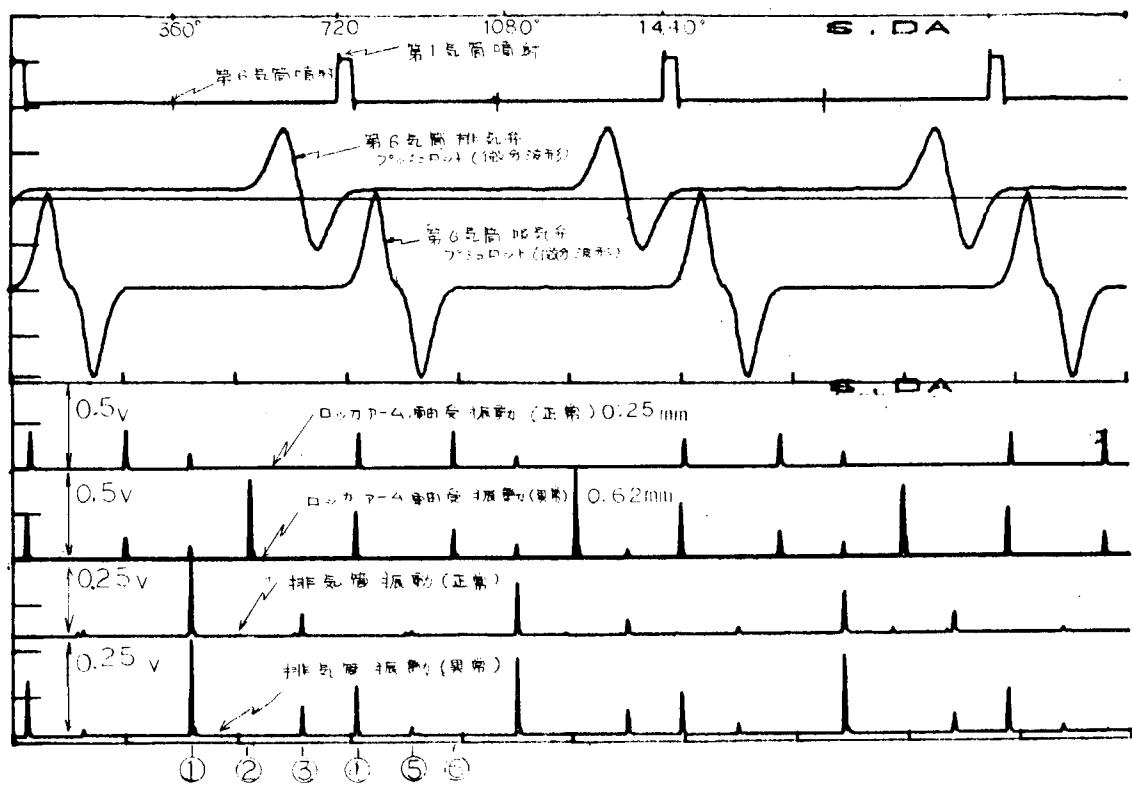


図 2.1.24 吸排気弁の開閉と、振動データのほうらく線検波波形

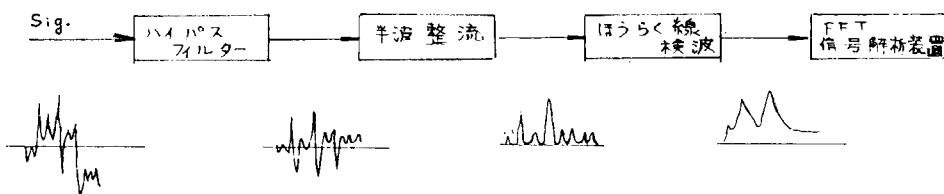


図 2.1.25 振動データ検波ブロックダイヤグラム

2. 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

2.1 まえがき

動弁系の作動異常には(1)弁間隙の不適正, (2)弁バネの折損, (3)弁のジャンプ等が挙げられる。従来これらの異常は、熟練した機関員の耳や肌で検知されており、異常が発生すると、異常音や異常振動が発生することは明らかである。

本実験ではこれらの異常のうち弁間隙不適正の場合について、動弁系から発生する音響・振動を検出し、その異常を発見する検出器、検出方法などについて検討を加えた。

2.2 実験方法

表2.2.1に本実験で使用した機関の主要目を示す。また図2.2.1にはその外形図を示す。実験は、B-3シリンダの4本の排気弁のうち1本の排気弁間隙を2.0 mmにし、運転中に採取した音響・振動データと正常運転時の場合のデータを分析比較した。

表2.2.1 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	280 mm × 380 mm
定格回転数	650 RPM
定格出力	2400 BHP
掃気方式	单流掃気4排気弁

2.2.1 センサー

機関から発生する音響・振動の検出にはマイクロホン及び加速度変換器を使用した。以下にその取付位置ならびに取付方法等について記す。

(1) マイクロホン

検出対象は機関運転場内音響及び諸弁囲内音響である。

使用したマイクロホンは一般に市販されているオーディオ用コンデンサマイクロホンである。

運転場内音響は図2.2.1で示した機関のほぼ真上約10 mの位置にパラボラ集音器を取り付け測定した。また諸弁囲内音響は図2.2.2で示した様に、マイクロホンをマイク取付管の中に入れて測定した。

運転場内音響測定用のマイクロホンは機関からも相当離れており、取付法については特に注意を払わなかったが、諸弁囲内音響測定用のマイクロホンにはこれまでの経験から、マイクロホンを裸のまま機関に取付けたのでは、オイルミストや機関振動のため、その特性に大きな変化が起こり、故障の原因ともなるので以下に述べる対策を施した。

すなわち、オイルミストに対しては、マイクロホンを外気から遮断するために、マイク取付管の入口を、耐油性がある薄い膜で、張力をもたせずに覆った。振動に対しては、マイク取付管フランジを直接機関本体に固定せず、防振ゴムを介して、間接的に固定した。

さらにマイク取付管の中で発生する気柱振動は、見かけの特性を変化させ、解析上好ましくないので、マイク支持部には綿を詰め、感音部は音の減衰が起きず、かつ気柱振動が発生しないようにスチールワールを詰めた。

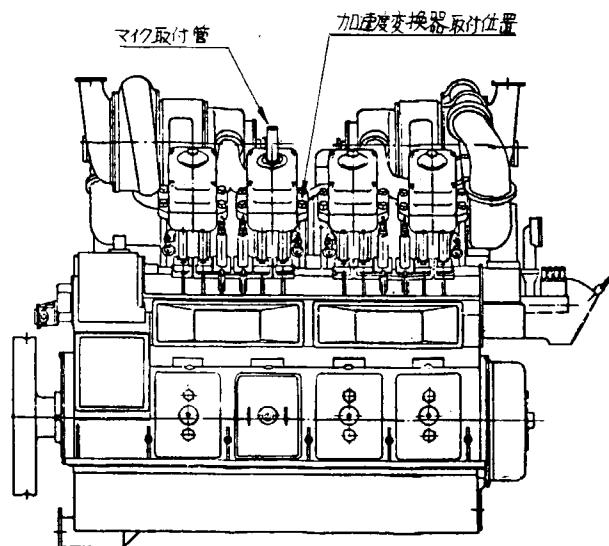


図2.2.1 供試機関外形図

この様な処置はマイク本来の性能を犠牲にしないことはないが、計測に問題が起きる程のものではない。

(2) 加速度変換器

検出の対象はB-3 シリンダカバーの振動である。

使用した変換器はB & K社製 Type 4333 加速度変換器(ピエゾ式)で取付位置は図2.2.1に示してある。またその特性は図2.2.3に示す。

加速度変換器は、これまでの実績から取付上特に問題となる点はなかったので特別な対策は施していない。

(3) 変位計

機関運転中は弁棒の熱膨張等により弁間隙は機関停止時より狭くなっていると推定されるので、実際に弁間隙が不適正であるかどうかを確認するため図2.2.4に示す様取付けた。使用した変位計はKAMAN SCIENCES社製カマン変位計(非接触型)である。

2.2.2 計測機器

計測装置ブロックダイヤグラムを図2.2.5に示す。マイクロホンで採取したデータは一旦データレコーダに収録し、フーリエアナライザにて解析を行った。また加速度交換器で採取したデータは、有効な信号の周波数が非常に高いので、直接オシロスコープで波形を描かせ写真撮影した。

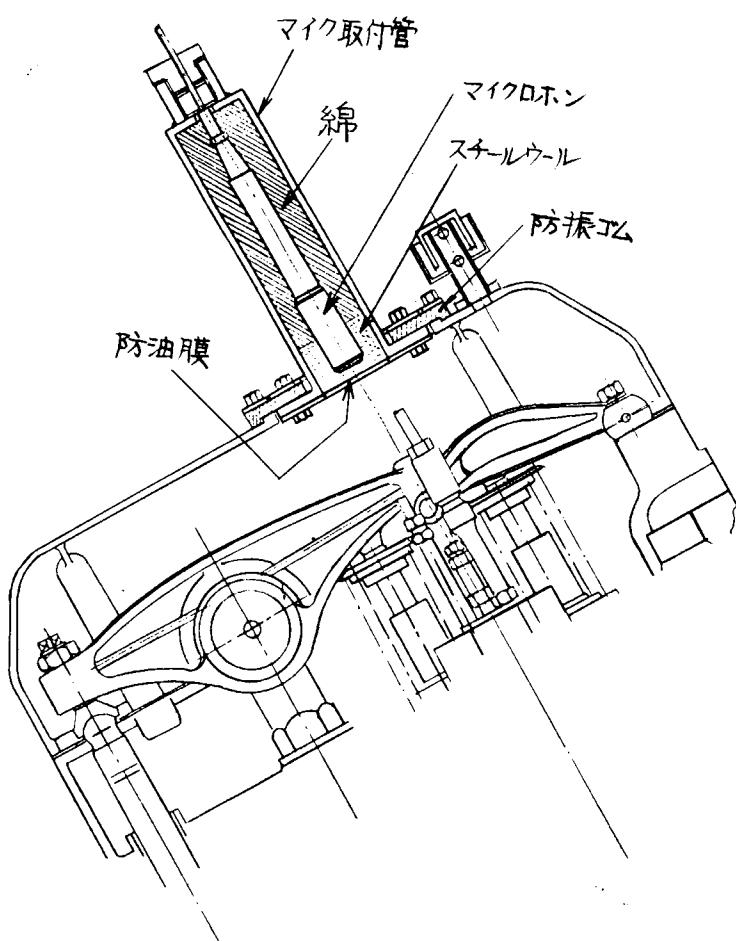


図2.2.2 諸弁圏内音響測定用マイクロホン

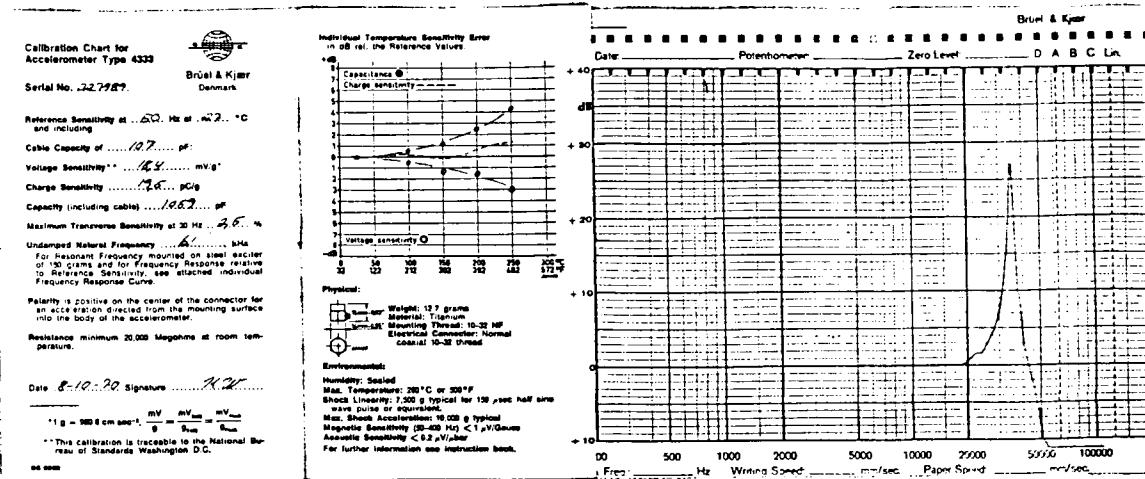


図 2.2.3 加速度変換器の特性

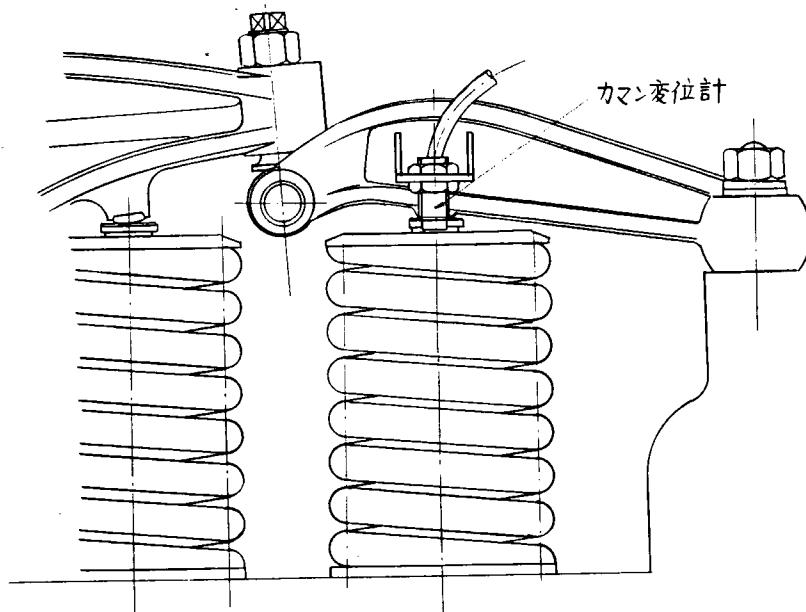


図 2.2.4 変位計取付要領図

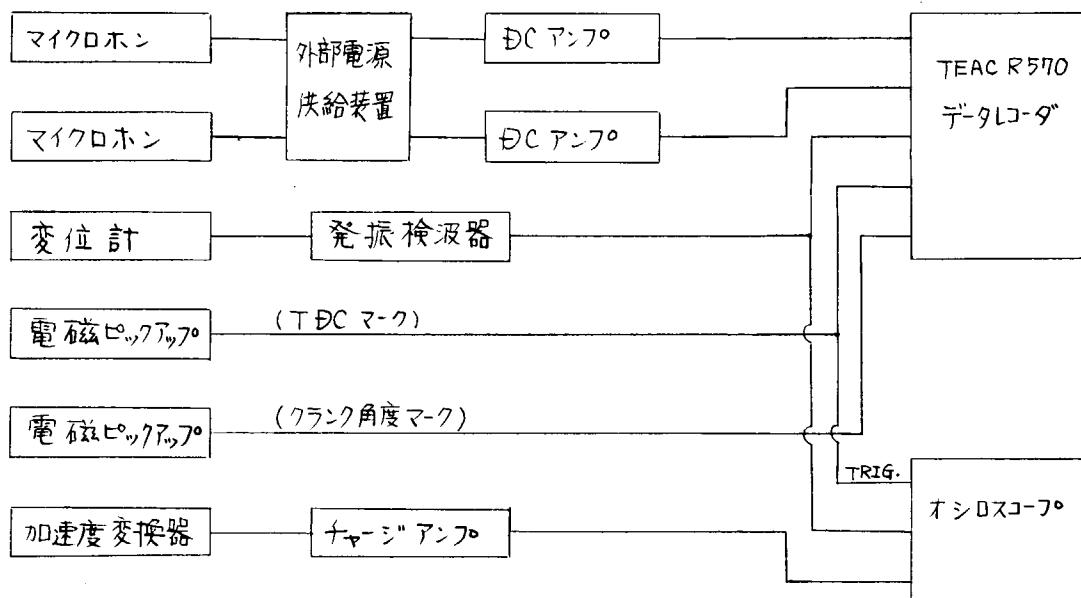


図 2.2.5 計測装置ブロックダイヤグラム

2.3 解析方法

2.3.1 音響データの解析関数

運転中に得られた音響データはYHP社製5451B Fourier Analyzer Systemを用いて解析を行った。

時系列解析を構成する解析関数としては1信号に対し平均波形、パワースペクトル、自己相関関数、ヒストグラム、パワーレートなどが、また2信号に対してクロススペクトル、相互相関関数、伝達関数、コヒーレンス関数などが挙げられる。しかしここでは、これらすべてを考慮する必要性もないので、本報では直観的に理解し易く、また通常の解析で広く用いられている平均波形、パワースペクトル、パワーレートの3つだけを採用した。

以下に今回使用した3種の解析関数について簡単に説明する。

(a) 平均波形

特に説明する必要もないが、入力信号 $\chi(t)$ の平均値 $\bar{\chi}(t)$ である。これは時間領域でのアベレージングであるので、本報では機関B-3シリンドルDC信号をトリガ信号として平均値を求めた。平均回数は100回である。

(b) パワースペクトル

$-\frac{T}{2} \leq t \leq \frac{T}{2}$ で観測された信号 $\chi^*(t)$ のフーリエ変換を $S\chi_T(f)$ とすると、パワースペクトル $G_{\chi_T}\chi_T(f)$ は次式で表わされる。

$$G_{\chi_T}\chi_T(f) = S\chi_T(f) \cdot S\chi_T(f) = |S\chi_T(f)|^2 \quad \dots \quad (1)$$

ここで

$$S\chi_T(f) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \chi_T(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad \dots \quad (2)$$

である。

本解析器では(2)式をデジタルで演算しており $\chi_T(t)$ をN個サンプルした場合は(3)式となる。

$$S\chi_T(m\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} \chi_T(i\Delta t - \frac{T}{2}) e^{j\frac{2\pi}{N}mi} \cdot (-1)^m \quad (m = 0, 1, 2, \dots, N/2)$$

ここで

- T : サンプリング時間
- N : サンプル数
- $\Delta t = \frac{T}{N}$: サンプリング間隔
- $\Delta f = \frac{1}{T}$: 周波数分解能
- $f_{max} = \frac{N}{2} \Delta f$: 上限周波数

(c) パワーレート

まだ一般的概念となっていないが、信号のパターン認識の一手段として、ある周波数f以下に含まれるパワーあるいはエネルギーの全体に対する割合を表わす量を考え、これをパワーレートと名付ける。

一般にパワー、あるいはエネルギーはパワースペクトル密度 $P_{\chi\chi}(f)$ と適当な重み関数w(f)によって次のように表わされることが知られている。

$$\text{パワーあるいはエネルギー} \propto \int_{-\infty}^{\infty} w(f) P_{\chi\chi}(f) df$$

従ってパワーレートP.R.(f)は次式で定義される。

$$P.R.(f) = \frac{\int_{-\infty}^f w(f) P_{\chi\chi}(f) df}{\int_{-\infty}^{\infty} w(f) P_{\chi\chi}(f) df} \times 100 \% \quad \dots \quad (3)$$

ここでパワースペクトル密度 $P_{\chi\chi}(f)$ はパワースペクトル $G_{\chi\chi}(f)$ と

$$P_{\chi\chi}(f) = \frac{G_{\chi\chi}(f)}{\Delta f} \quad (\text{但し } \Delta f : \text{周波数分解能})$$

なる関係で結ばれており、FFTアナライザの解析周波数範囲が区間 $[0, f_{\max}]$ であるから (3)式は

$$P.R.(f) = \frac{\int_0^f w(f) \cdot G \chi \chi(f) df}{\int_0^{f_{\max}} w(f) \cdot G \chi \chi(f) df} \times 100 \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

のように表わされる。

パワーレートは本来パワーあるいはエネルギーの割合という明確な物理的意味をもって定義された。しかし本報では、パワーレートをパターン認識の手段として用いるという観点にたち、パワーあるいはエネルギーとの関係は無視して、重み関数 $w(f)$ が $1, f, f^2$ の場合を考えた。ここで $w(f) = f, f^2$ を用いたのは高域のパワーが低域のパワーにくらべ非常に小さい場合でも、高域のパワーの特徴が評価できるようにするためである。

2.3.2 サンプル区間

以上3つの関数で実際に解析するに当ってはサンプル区間をどのように選ぶかが問題となる。計測データは、供試機関が2サイクル機関であるのでクランク軸の1回転を基本周期とする定常的な信号であるとみなしても差しつかえないと考えられる。すなわち任意の1回転分の計測データをサンプル区間に選べばすべての情報を包含した解析ができると考えられる。

このような観点からクランク軸の1回転以上の計測データを、サンプル区間に選んで解析する場合を「オーバーオール解析」と呼ぶことにする。これに対してクランク軸の1回転分の計測データをクランク角度毎にいくつかの区間に分けその各々をサンプル区間に選んで解析することも考えられ、これを便宜上「クランク角度毎解析」と呼ぶことにする。この解析結果をクランク角度に関して3次元表示することにより、

- (1) クランク軸が1回転する間にパターンに変化があるか、
- (2) そのパターンの変化はクランク角度で何度に生じているか、
- (3) そのクランク角度は機構的に機関の動作とどう関連づけられるか、

などの考察が可能となり音響や振動などの発生源追求の手がかりが得られる可能性をもつ。本報ではこのクランク角度毎解析を30度ピッチで行った。

2.3.3 振動データの解析方法

振動データは第4章2節に述べる「中型船用ディーゼル機関の排気弁におけるガス洩れ」の実験から、スペクトル分析をするよりも、信号波形をみて、異常信号の発生時期及び異常信号の振幅で判断する方がより効果的であると思われる所以、オシロスコープで信号波形を描かせ、それを写真撮影して、正常と異常の比較検討を行った。

2.4 実験結果及び考察

2.4.1 異常の発生の確認

図2.2.6に機関運転中に測定した弁間隙を示す。上段が機関停止時の弁間隙が2.0mm、下段が同0.2mmの場合である。

図を見て分るように、弁間隙2.0mmでは、弁閉時(EVC)にロッカーアームが押し上げられ、弁間隙が0.2mmの場合にくらべ非常に大きくなっているのが確認できる。また弁閉後約70度の位置でロッカーアームは弁棒に落下衝突しているのが確認できる。さらに弁間隙の立上りが、図にEVCで示した位置よりも多少前へずれているが、これは弁間隙を大きくとったことにより排気弁の差座時期が正規の時期より早くなっているからである。

従って弁間隙を大きくしたことにより、動弁系の異常動作が発生したことは明らかであり、そのため発生する異常信号は弁閉時から70度にかけて最も大きく出るものと推定できる。

また図では異常時、正常時ともに弁開時から弁閉時にかけて、弁間隙が台形状に盛り上っているが、これは変位計の取付法に原因するもので、その誤差を補正すれば破線のようになる。また変位計の出力は0.5mm程度までしか直線

性がなく、それ以上は出力が飽和してしまうので、異常運転時の真の最大間隙は計測できていない。

2.4.2 マイクロホンにより採取した音響信号

弁間隙を 2.0 mm と 0.2 mm で運転した場合、動弁系の動作は明らかに異なる現象を呈していることが確認された。この異常と正常の差は音響にも現われていることは運転中に機関のそばで聞いた音からも容易に確認できたが、運転場および諸弁囲内で採取した音響信号ではどのような差となっているか、以下にその分析結果について述べる。なお、この音響に関する実験での機関の運転は表2.2.1に示した定格回転数、定格出力 (650 rpm , 2400 BHP) で行った。

(1) 運転場内音響

図2.2.7～図2.2.10に運転場内音響のパワースペクトル及びパワーレート分析結果を示す。

図2.2.7, 図2.2.8は分析の上限周波数が 1000 Hz , 図2.2.9, 図2.2.10は同 5 kHz の場合である。またこれらはいずれもオーバーオール解析である。

分析結果の特徴

- (a) 図2.2.7, 図2.2.8では 600 Hz あたりまでに数多くのピークが見られるが、その周波数は機関回転数を基本周波数 (1083 Hz)とする高次の成分と一致する。

従ってその発生源は機関の回転に関係するあらゆる部品が考えられる。また、それぞれのピークを無視すれば全体的に平坦なスペクトルであり、ある周波数成分だけが顕著であるといった傾向はない。

- (b) 上限周波数を 5 kHz とした分析では、周波数が 1 kHz 以上になると、周波数が上がるにつれてパワーが徐々に上昇し、 4.6 kHz で顕著なピークがみられる。これはマイクロホンの取付位置が空気吸込口の近くにあるためで、図に現われた高周波成分の音は、ほとんど吸入空気による流体音とみられる。また 4.6 kHz は過給機の回転数とインペラ一枚数の積に一致しており、このピークは過給機の回転により発生する音と推察できる。

正常と異常の差

図2.2.7と図2.2.8、図2.2.9と図2.2.10いずれにおいても全体的にみると特記すべき差は見当らない。部分的には図2.2.7と図2.2.8では 45 Hz や 510 Hz あたりに数デシベルの差は認められるが、これが異常による信号のためか、データのバラツキによるものかは定かではない。また図2.2.9と図2.2.10では 1 kHz 以下に多少の差はあるが、 1 kHz 以上では全く差がないとみて差支えない程である。 1 kHz 以下の差は異常の方がむしろパワーが低く、異常になれば音が大きくなるといった一般的な概念とは矛盾する。従ってこれらの部分的な差は異常によるものとみるよりも、データのバラツキとみる方が適切であろう。

(2) 諸弁囲内音響

図2.2.11, 図2.2.12には諸弁囲内音響の平均波形、図2.2.13～図2.2.16にはオーバーオールでのパワースペクトルおよびパワーレート分析結果、図2.2.17, 図2.2.18にはクランク角度毎分析によるパワースペクトル分析結果を示す。以下にそれぞれの特徴と正常異常の差について述べる。

分析結果の特徴

- (a) 平均波形

波形のパターンには特に差異はないが、異常の方が全体的に振幅が大きくなっている。また図2.2.11, 図2.2.12いずれにおいても排気弁閉(EVC)から上死点後 20° 度あたりまでは他の区間ににおけるよりも周波数が高い。

- (b) オーバーオールでのパワースペクトルおよびパワーレート

(i) 上限周波数 1000 Hz の分析

分析結果の特徴は正常異常にわざにおいても 275 Hz や 600 Hz にピークをもつ幅の広い山に運転場内音響と同じく機関回転数を基本周波数とする高次成分が重なって現われていることである。この幅の広い山は後で詳細に説明するが諸弁囲内の空洞内闇有振動数と一致する。

両者の差は、 $250\text{ Hz} \sim 450\text{ Hz}$ あたり(○印で示す)で異常が正常よりも $5 \sim 8$ デシベル大きくなっている。

る程度でそれ以外は特に差は認められない。800Hz付近においては正常の方がむしろパワーが大きい。

(ii) 上限周波数5KHzの分析

1KHz以下の成分については(i)と同じであり、1KHz以上の周波数においては2.5～3KHz付近(○印で示す)で異常の方が若干パワーが大きく、それ以外ではほとんど差がない。パワーレートによると全音響パワーのうち90%以上が1KHz以内で占められていることが分る。

(c) クランク角度毎分析によるパワースペクトル

正常、異常ともに排気弁が閉じた後(240°)で高周波域のパワーが増大している。これは諸弁圏内では正常異常にかかわらず、排気弁が閉じる時期にパワーの大きな音が発生することを示す。

正常異常の差についてはこれらの図では比較がしにくいので、図に現われた主要なピーク4種を選び整理した。それらは図2.2.19, 図2.2.20に示す。

これらの図によると、275Hzでは異常の方が全クランク角度にわたって5～10デシベル大きく、600Hzでは正常が異常のパワーを上まわるクランク角度もあり、両者の差は明確でない。

一方1.8KHz, 2.8KHzでは上死点から210度までは両者に特別な差はないが、210度を越えると異常のパワーが正常を5デシベル程上まわる。また1.8KHzと2.8KHzは両者とも排気弁閉時よりパワーが上昇しており、その時期からみてこれらの音は排気弁が着座した時に、ロッカーアームや弁棒などから主に発生しているものと推察できる。

これに反し、275Hzなどの低周波成分は、上死点からパワーが上昇しているので、その発生原因は動弁系構成部品の作動によるものと考えるよりも、むしろ燃焼圧力を励振力とした種々の部品の振動など、動弁系の作動異常には直接関係のない振動によるものと考える方が適切であろう。

2.4.3 音響による動弁系異常の検出方法

以上、今回得られた音響信号に関する分析結果の特徴ならびに正常異常の差について述べてきたが、これらの結果とともに音響による異常の検出方法について検討してみる。

(1) 異常信号の性質とセンサーで採取する信号

機関の可動部品は一般に滑らかな運動をするように設計されており、正常に作動している状態では通常その振動は、回転に同期した周期的なものであり、ランダムな振動あるいは衝撃的振動は少ないといえる。

一方、機関に構造的異常が発生した場合においては、その部品は衝撃的な力、あるいはランダムな力を受けるのが通常である。

本実験で行った弁間隙不適正による動弁系作動異常もその一例であり、図2.2.6に示されたよう正常時には滑らかな運動をするロッカーアームが、異常になるとその動作は不連続となり、それに伴う衝撃的力を受けていると推測できる。この異常による衝撃的力はパルス状である故、あらゆる周波数成分を含み、従ってその力により誘起される振動にもあらゆる周波数成分が含まれることとなる。それらのうち関係部品の固有振動数に一致する振動数は増幅され、また衝撃力が消滅してもなお持続し、他の振動数成分は急速に減衰する。

また、これらの固有振動もその振動数は单一であることはまれで、低域から高域にわたり数多く存在する。(図2.2.21に動弁系主要部品の打撃実験による固有振動の検出結果を示す。)

これらの振動が空気を振動させ音となるのであるが、センサーで採取されるまでには信号はさらに空間の固有値(例えば諸弁圏内の空洞内気柱振動)によりフィルターにかけられる。

従ってマイクロホンで採取する信号には部品の固有値、伝達系の固有値、信号発生時期等の情報が含まれている。

(2) 異常信号の分離、検出

機関の可動部品は滑らかに運動するよう設計されていることは先に述べたが、正常状態においても振動や音は必ず発生するものである。それらは負荷と共に増大し、それらの全パワーは通常異常信号を上まわるものである。

従って、これら機関正常時にもともと存在する正常信号から、異常信号が分離できるかどうかが異常検知における最大の課題となる。

(a) センサーの取付位置

図2.2.7～図2.2.10の結果に現われたように、異常の発生個所から遠く離れた位置での検出は非常に困難であるといえる。この傾向は音に限るものではないが、特に音の場合、同種の信号が回りから無数に発生しており、必要な信号がそれらに埋没してしまう可能性が非常に大きい。従ってセンサーの取付位置はできるだけ異常信号の発生が予想される位置に近い方が良い。

しかし、異常を音で検出する最大の利点は、数少ないセンサーで、しかも非接触で種々の異常が検出できることにあり、センサーを無制限に異常個所に近づけたのではその利用価値を失う。

(b) 信号の解析方法

図2.2.13～図2.2.16にはオーバーオールでの解析結果を示し、正常と異常の差は275Hzや2.5KHzにあることを述べた。しかしこのオーバーオール解析では異常の発生時期に関する情報が不足しており、また信号のバラツキを考えると、これらの差は必ずしも異常に発生したものであるとは言えない。そこで図2.2.17～図2.2.20に示したクランク角度毎の解析によると、オーバーオール解析で差のあった275Hzの成分は、上死点直後で発生していると推定でき、弁間隙不適正によるものかどうかは疑わしい。その発生時期からしてむしろ燃焼状態の変化等、正常状態におけるデータのバラツキとみる方が適切であろう。

これに反しオーバーオールでみられた2.5KHz近辺での差は、図2.2.20に示した2.8KHzの図でも分るよう、その発生時期は排気弁閉時で、異常信号の発生時期としては最も妥当である。またそれ以前のパワーは、正常と異常でほとんど差がないことから、この周波数成分の音は異常信号であるとみてほぼ間違いない。

またクランク角度毎の解析では、1.8KHzにも異常と思われる信号が発生している。しかしオーバーオール解析ではこの周波数にはほとんど差をみつけることはできない。これは異常信号がクランク角全域に存在せず、ある区間にのみ発生しているためで、異常信号のパワーがクランク角全域に平均化された結果、その差が正常信号のバラツキ内に入ってしまうためである。また正常信号で、異常信号と同じ周波数成分の信号が、異常信号の発生時期以外の時期に発生している場合、もしその正常信号のパワーが異常信号のそれよりも大きいときはオーバーオールの解析では異常信号は全く消滅してしまうことになる。

従って信号の解析はクランク角度毎にする必要がある。

(c) 負荷の影響

機関に本来存在する音や振動はその起振力を発生馬力に依存する関係上、負荷と共にそのパワーが増すのが常である。一方異常信号のパワーは一般に負荷の増大には比例しない。

従って機関を高負荷で運転すればする程、異常信号は正常信号と比較して相対的に小さくなりその検出が困難となる。

本実験では定格回転、定格出力のみによる運転を行ったが、参考のため以前に行なった予備実験の部分負荷での結果を図2.2.22～図2.2.25に示す。

機関の運転条件は図に示した通りであり、異常も今回と同様弁間隙が2mmの場合である。しかしマイク取付管等に相違があるため、共振周波数が異なりスペクトルのパターンは本実験とは多少異なる。

650rpm, 1800BHPでは今回の解析よりも弁閉時においてはっきりと正常異常の差が認められ、410rpm, 450BHPではその差はさらに歴然とする。

このように異常の検出は低負荷で行う方が容易に行えるといえる。

(d) 異常の検出のための周波数

異常が発生すれば、それに関係する部品の固有振動数の音や振動が発生し、またそれらの周波数は低域から高

域にまで数多く存在することは先に述べた。異常の検出にはこれらの周波数すべてにつき検討を加えるのが最良であるが、すべての固有振動数を知ることは困難であり、また正常時の信号と独立している保証は全くない。通常の運転においては、機関発生音の周波数成分は低域が大部分であり高域のパワーは少ない。（運転場内音響は過給機の吸込みによる流体音のため高域にまで相当なパワーが存在した。）

一方異常による音や振動は、その励振力がバルス状であるため、その周波数成分は高域になってもある程度のパワーをもつホワイトノイズ的傾向を示す。

従って正常と異常の差を見る場合、低域で比較をするよりも、高域で比較をする方がその差の検出が容易である。

しかし、高域にもパワーがあるとは言え、レベルは小さくなっているので、センサーの共振周波数を利用したり、伝達系の高域での固有値を利用するなどして、信号のもともとのパワーが小さくても検出できる周波数を選ぶべきである。

以上を総合すると、音響による異常の検出は、センサーは検出しようとする異常部品にできるだけ近づけ、解析は異常の発生時期が確認できる程度のクランク角度毎で解析を行い、負荷はできるだけ小さい状態で、高周波域の信号に焦点を当てた検出方法で行うのが最も容易であるといえる。むしろそうしなければ異常の検出は困難となるであろう。

2.4.4 加速度変換器による異常の検出

本実験における機関の運転は 650 rpm 2400 BHP (LOAD¹⁰/₁₀) , 548 rpm 1440 BHP (LOAD⁶/₁₀) , 380 rpm 480 BHP (2/₁₀) である。

図 2.2.26(a)(b)(c)～図 2.2.28(a)(b)(c)に加速度変換器により採取したシリンダーカバーの振動波形を示す。それぞれ上段が弁間隙 2.0 mm の異常状態、下段が弁間隙 0.2 mm の正常状態での波形を示す。また(a)は採取した信号波形そのままで、(b), (c)はそれぞれ遮断周波数が 20 KHz, 40 KHz の高域通過フィルター（減衰特性 24 dB/Oct）を通した波形である。また写真には先述の変位計による弁間隙の信号も表示されている。

(1) 信号の特徴

いずれの図にもみられる排気弁閉時 (EVC) における立上りの急な振動は弁が着座した時の振動で、その周波数は主に加速度変換器の固有振動数に一致する。また排気弁開時 (EVO) の位置にみられる振動は、燃焼ガスが排気孔を通過する際の流動ガスによる振動（紡錘形）と、動弁系の作動に関する振動（立上りの急な振動波形）が合成されたものである。

また、上死点前後にみられる振動は、シリンダ内の燃焼振動およびそれに付随する機関部品の振動によるものと推定できる。その他、下死点直前にも振動波形が現われている場合があるが、その振動の原因についてはまだ明確でない。

(2) 正常・異常の差とその原因

これらの図すべてに共通していえることは、排気弁閉時の信号だけは、機関が異常の場合、その振幅が増大し、他の振動の振幅はそれ程変化しないことである。

弁間隙が大きくなると弁の開き始めおよび弁着座時の弁速度は正常時より速くなることは明らかである。しかし弁開時においては、弁が弁座から離れてゆくのでその速度の影響はシリンダーカバーには直接及ぼさない。

一方、弁閉時では弁が弁座に衝突するので、その速度の影響はシリンダーカバーがもろに受けることとなりそれに付随する振動は大きくなる。

従って弁閉時に現われた振幅の差は明らかに弁間隙の異常によるものと断定できる。

この異常信号をより判別し易くするため、本実験では高域通過フィルターを使用したが、図をみて分るよう低周波成分をカットすれば衝撃による高周波の成分のみが明瞭となり判別が容易となる。

次に、異常信号の発生時期を細かく調べてみると、異常時の弁閉時の信号は正常よりも早い時期に発生している。弁間隙が大きくなるにつれ弁の着座時期が早くなることは自明であり、従ってこの現象も弁間隙の異常による変化であるといえる。

(3) 負荷による判別の容易さ

本実験では3種の運転条件において計測を行ったが、当センサーにおいても音響の場合と同じく低負荷の方が正常と異常の差が明瞭である。

この原因については音響に関する場合と全く同一である。

以上述べたように、加速度変換器で採取される信号は音響の場合にくらべ非常に少なく、2,3の不明な信号はあつたけれどもその他の信号の発生源は容易に推定できる。

また適当なフィルターを用いることにより、検出対象とする信号は容易に分離できる。従ってこれらの信号は特に周波数分析をする必要もなく、信号の発生時期とその信号のパワーの大小で異常を検出できる。

2.4.5 まとめ

以上弁間隙の異常の検出法につき音響と振動の両面から検討を行った。以下にそれらの結果について要約を述べる。

(1) 音響による弁間隙異常の検出

- (a) 運転場内音響のように種々の信号が混在する信号から動弁系の異常音を分離検出することは非常に困難である。
- (b) 諸弁間内の音響によれば異常の検出は一応可能であると思われるが、解析方法によっては異常の検出は困難である。すなわちオーバーオールの解析では異常信号が正常信号に埋没し異常の検出は困難となる。
- (c) 負荷の増大とともに異常の検出は困難となる。
- (d) 低周波数の音響は機関正常時にも存在し、そのパワーは非常に大きい。従って異常信号のうち低域の周波数成分は正常信号に埋没する恐れが強く、異常信号の特質(高域にもパワーがある)を利用して高域で判定する方が検出は容易である。
- (e) クランク角度毎の解析を行うと異常信号の発生時期もある程度明確になり異常の判別が容易となる。

(2) シリンダーカバーの振動による弁間隙異常の検出

- (a) 加速度変換器でシリンダーカバーの振動を採取すれば、異常を検出できる。
- (b) 採取される信号は、その発生源が容易に推定できるので、異常の検出は音響にくらべ容易である。
- (c) 特に周波数分析を行わなくても、信号の発生時期とその振幅から異常の判定が可能である。
- (d) 負荷の増大とともに検出が困難となるのは音響の場合と同じである。

(3) その他の

音響による場合でも、振動による場合でも異常信号の判別は正常時の信号との相対比較となるので、各負荷条件、機種等によってそれぞれの基準値が必要である。

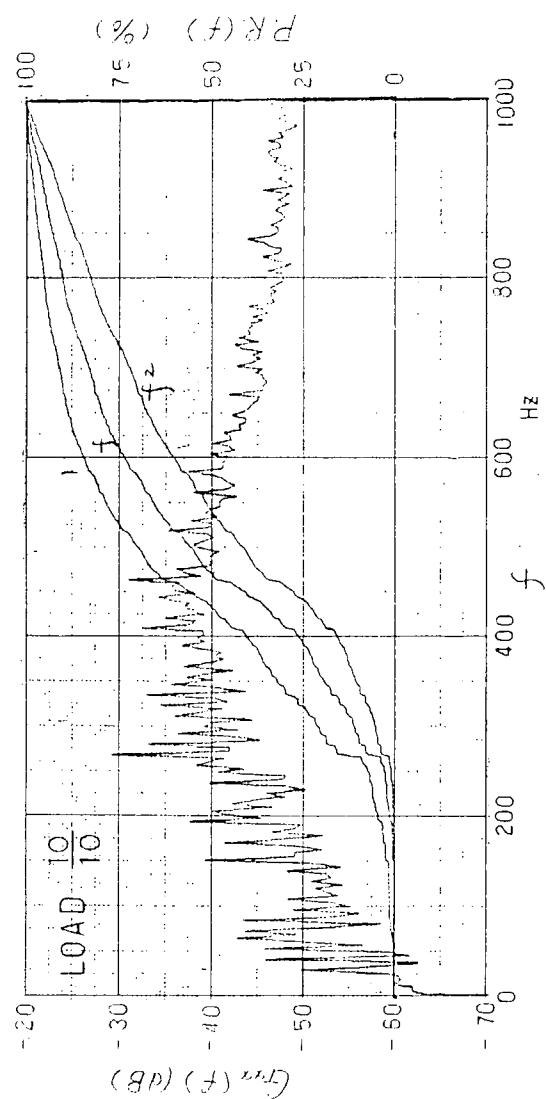


图2.2.7 音场内谐振（正常）

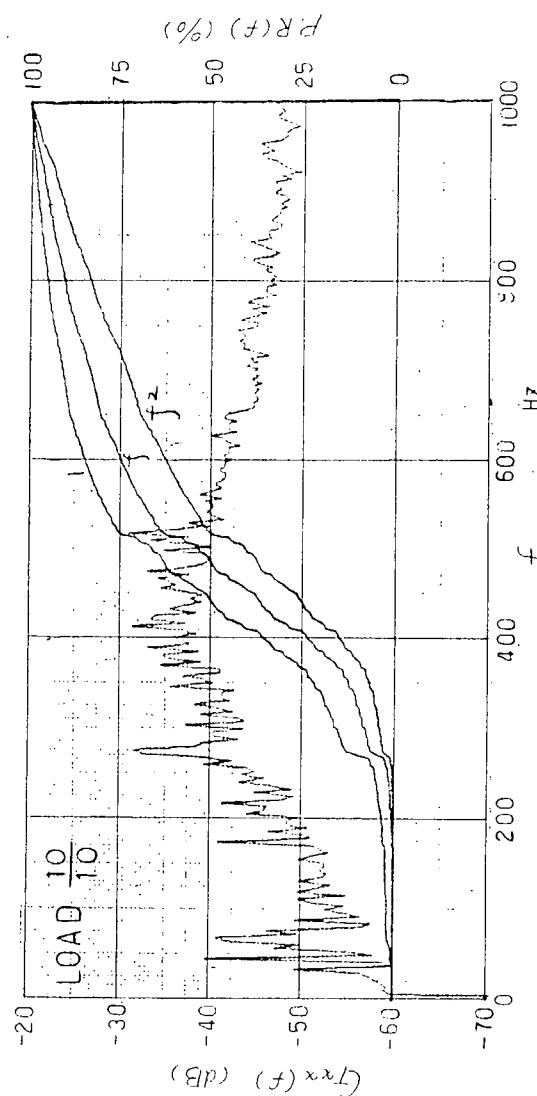


図2.2.8 運転場内音響（異常）

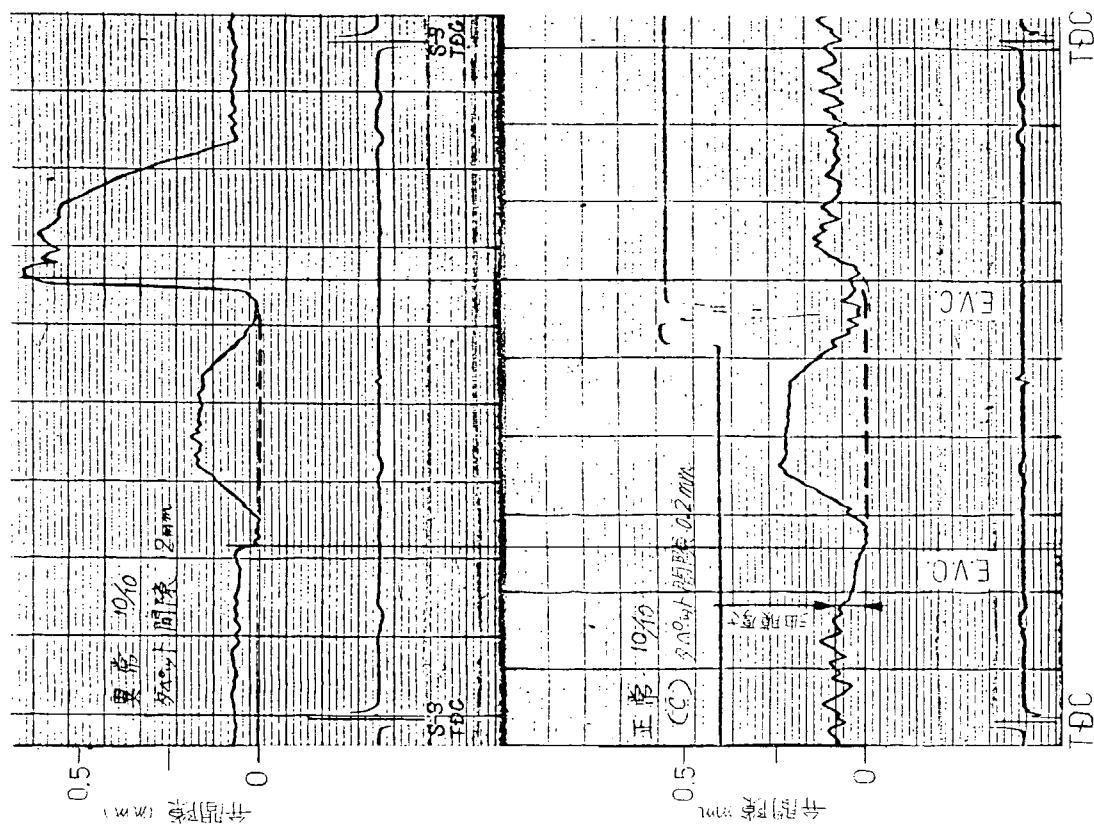


図2.2.6 変位計による弁間隙の確認

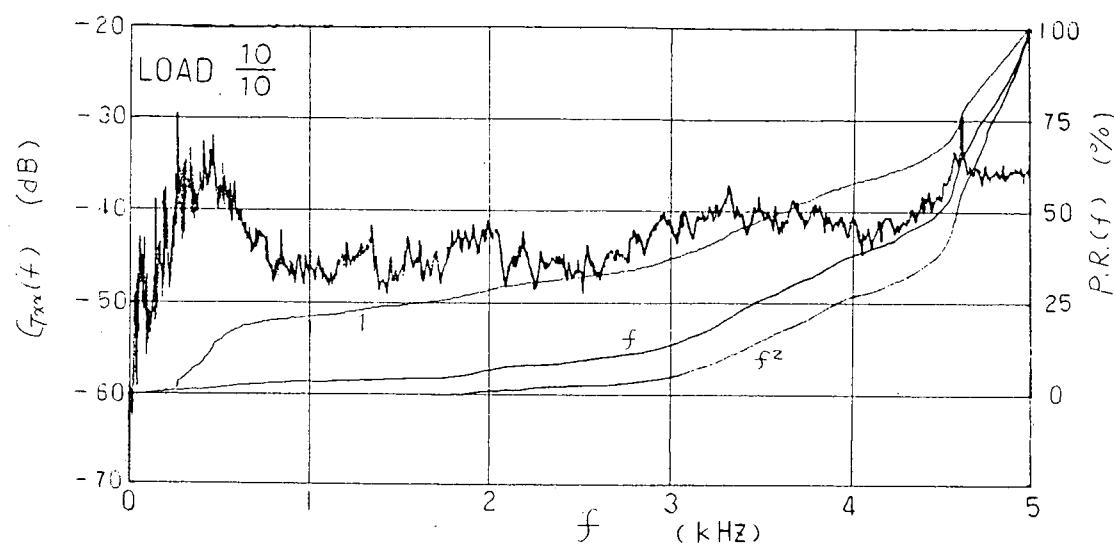


図2.2.9 運転場内音響(正常)

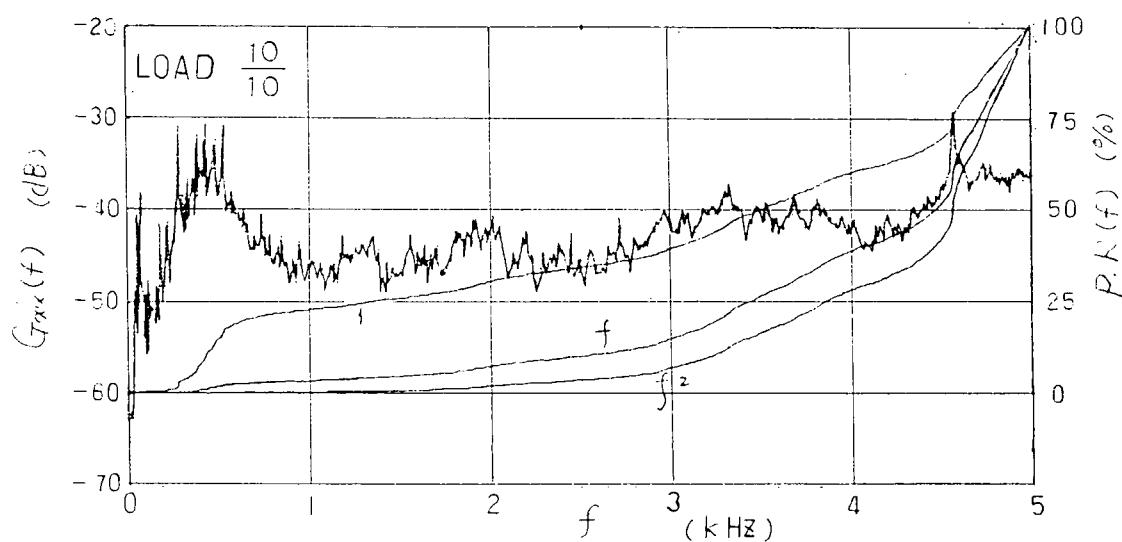


図2.2.10 運転場内音響(異常)

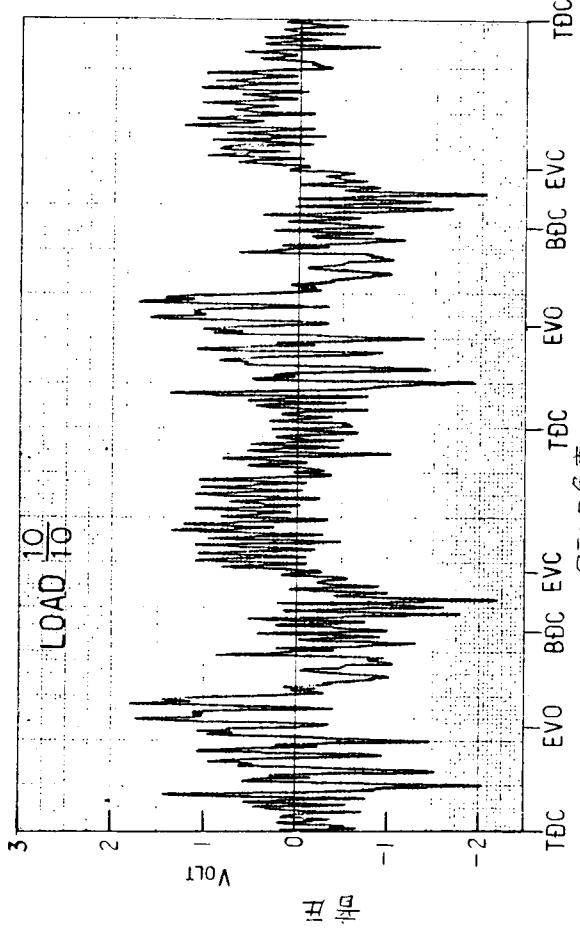


図2.2.11 諸弁開内音響（正常）

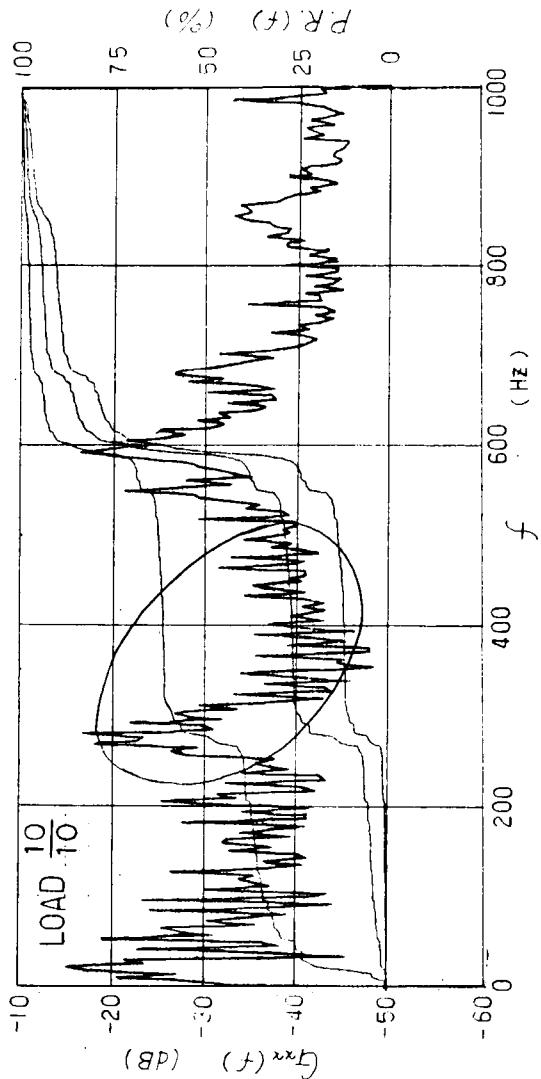


図2.2.13 諸弁開内音響（正常）

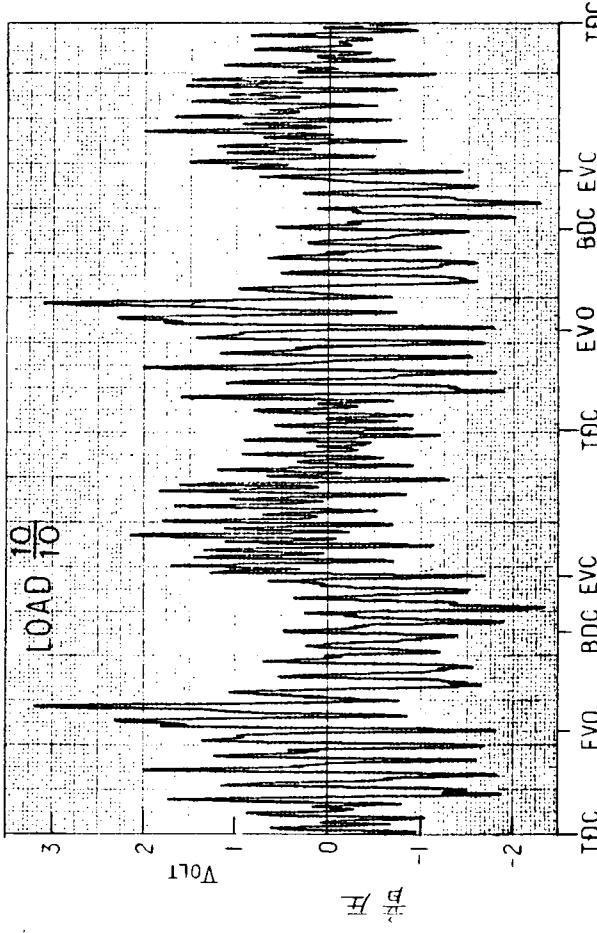


図2.2.12 諸弁開内音響（異常）

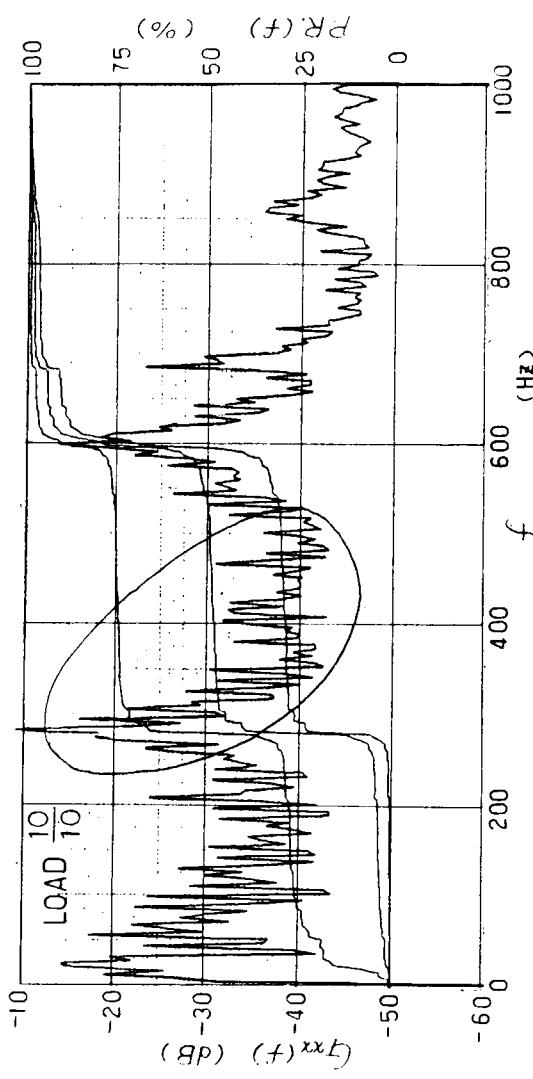


図2.2.14 諸弁開内音響（異常）

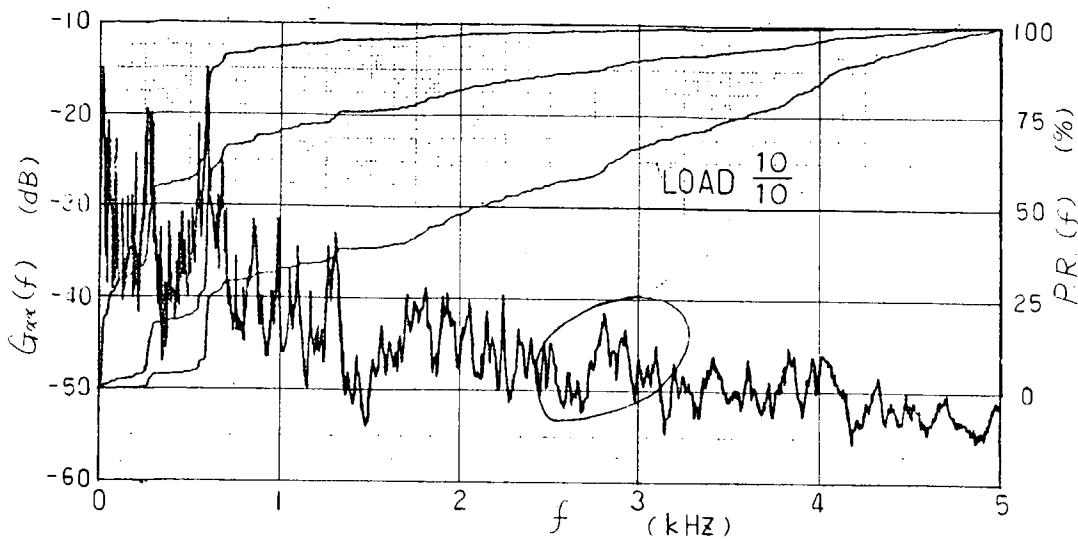


図2.2.15 諸弁圏内音響（正常）

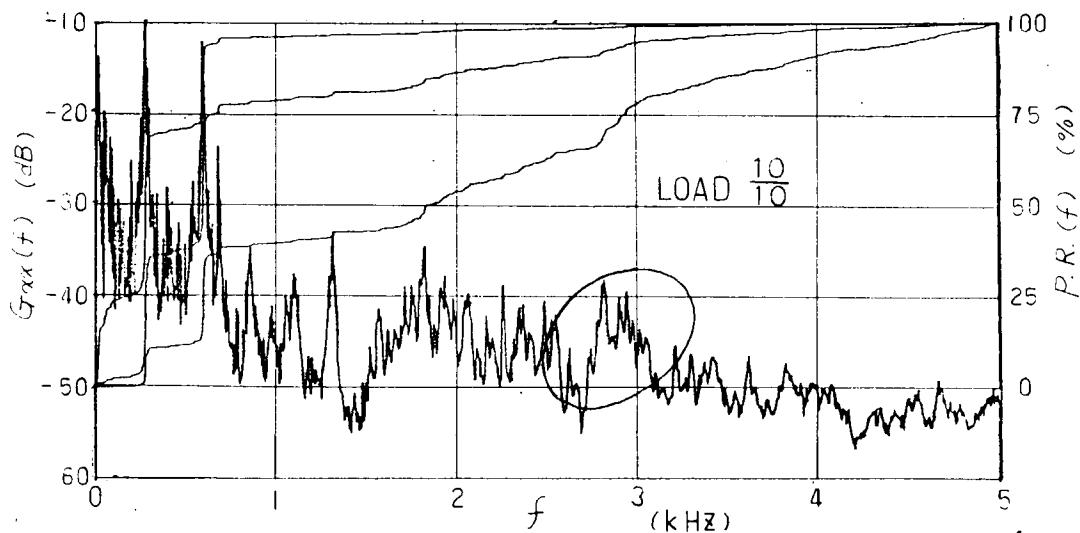


図2.2.16 諸弁圏内音響（異常）

図 2.2.18 諸弁囲 内音響（異常）

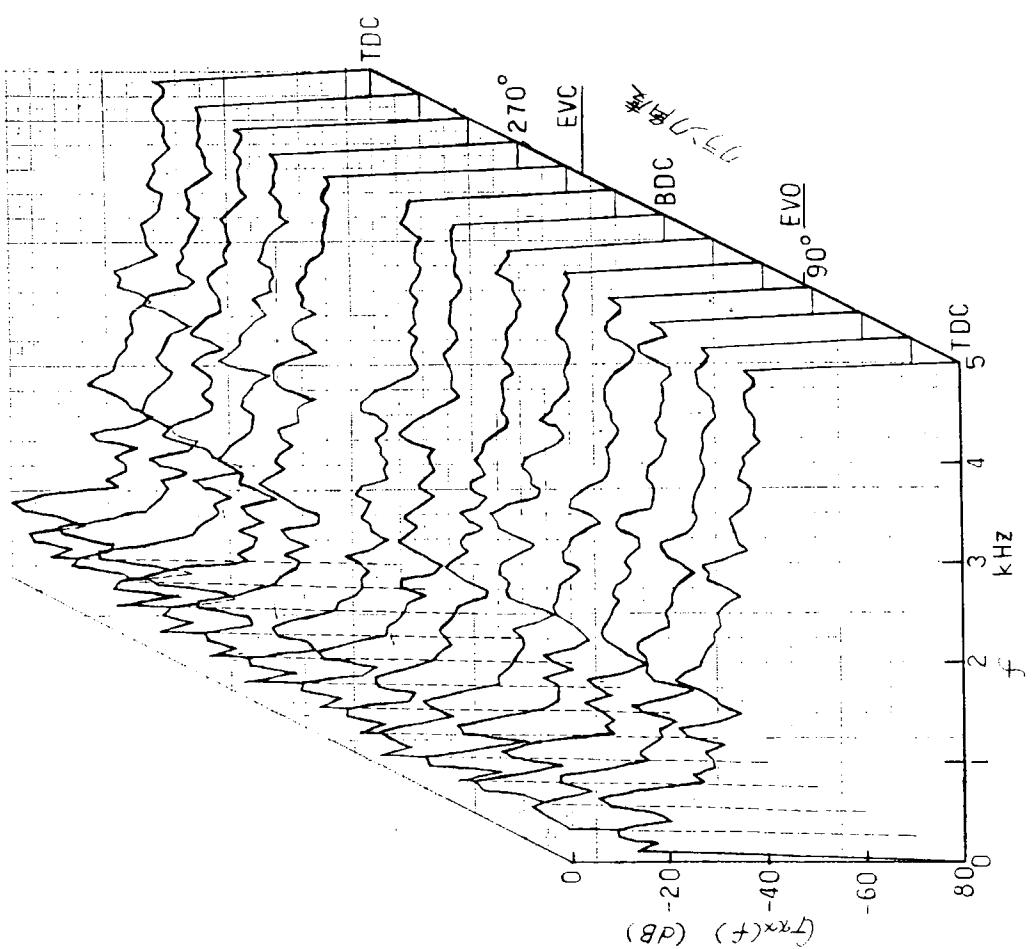
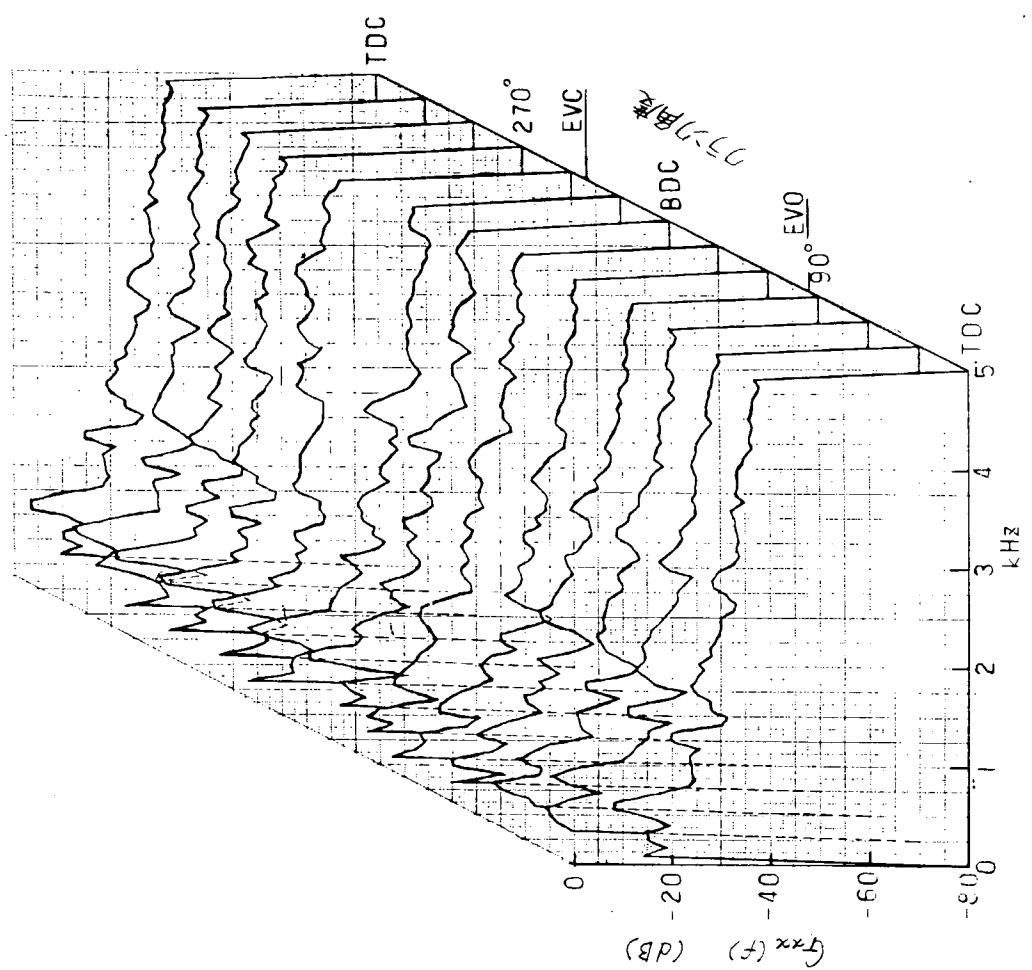


図 2.2.17 諸弁囲 内音響（正常）



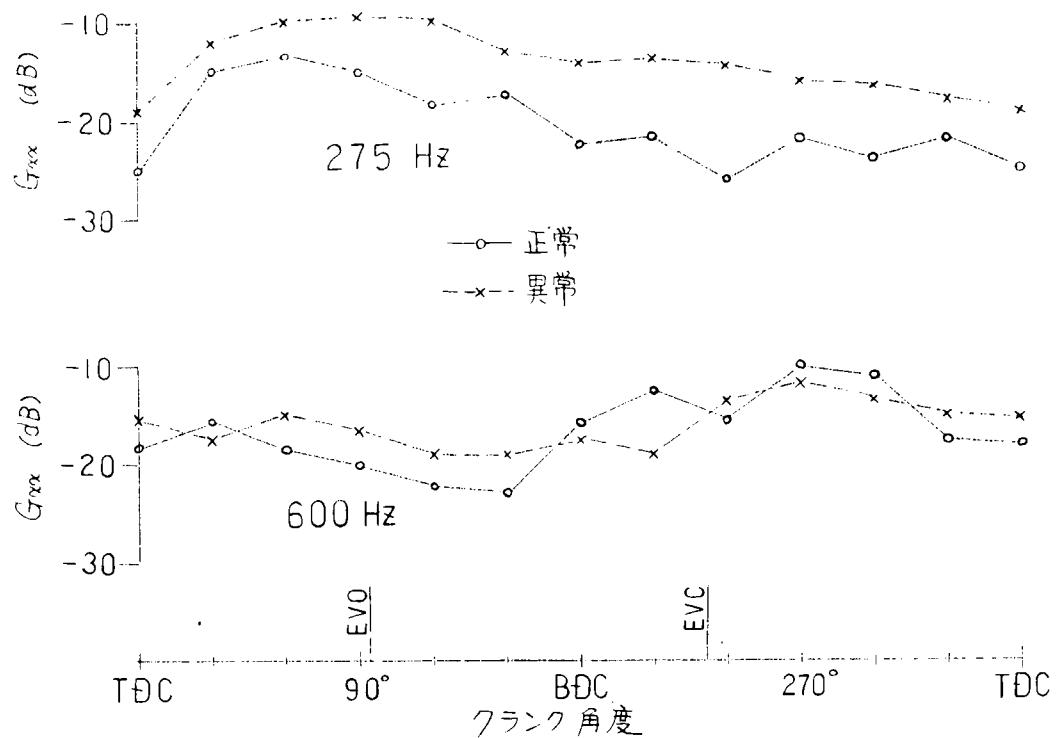


図 2.2.19 クランク角度毎解析による主要ピークのパワー

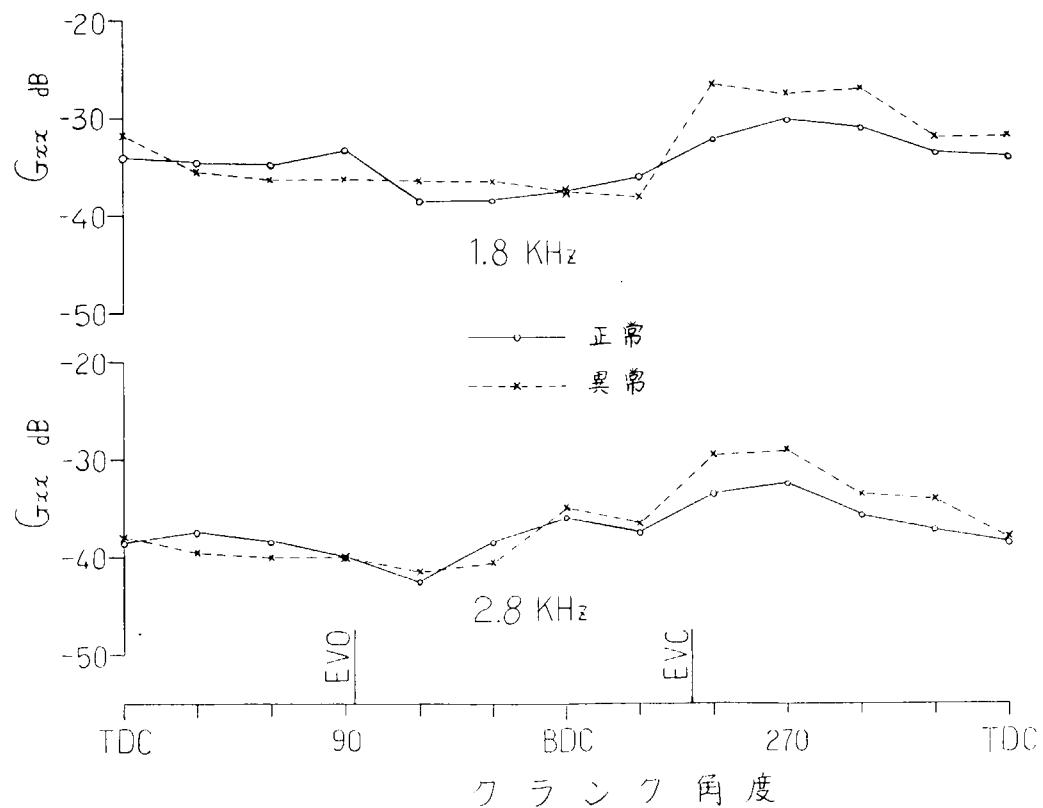
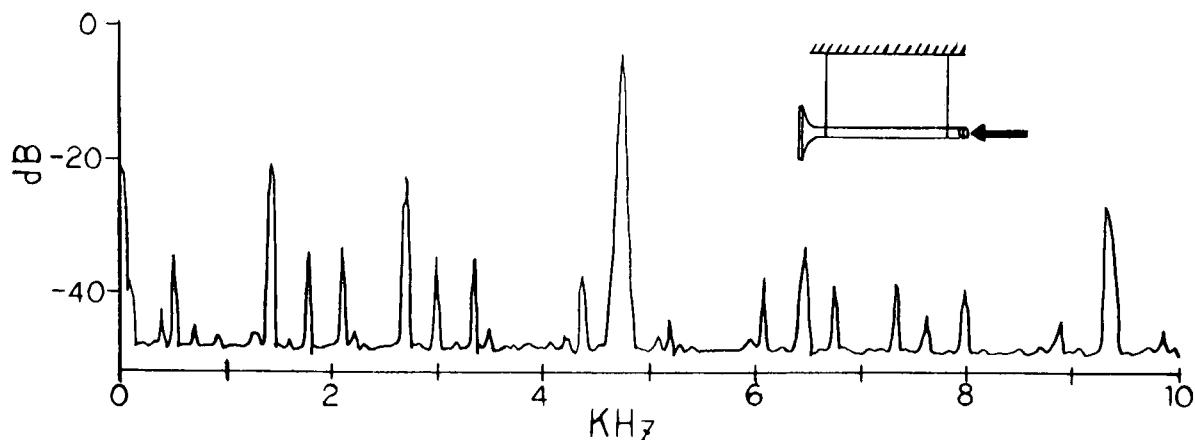
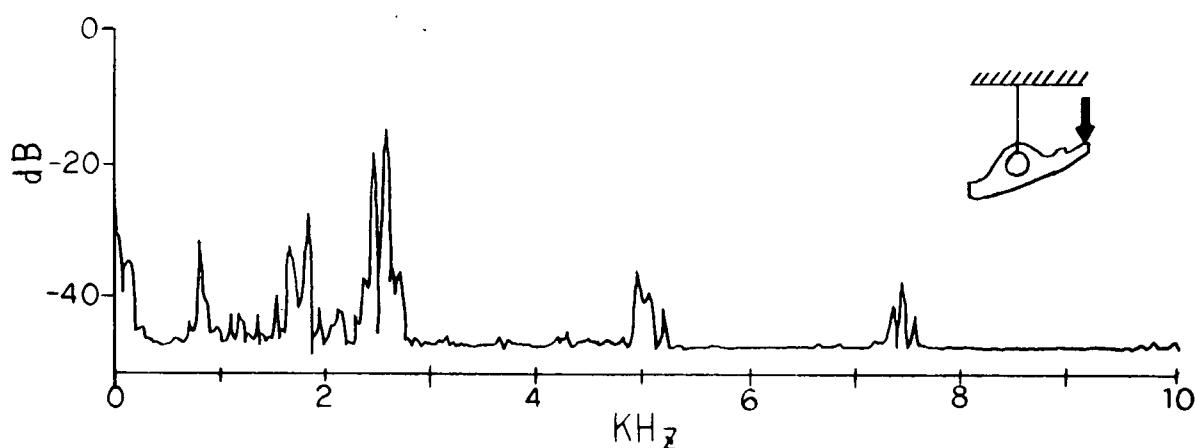


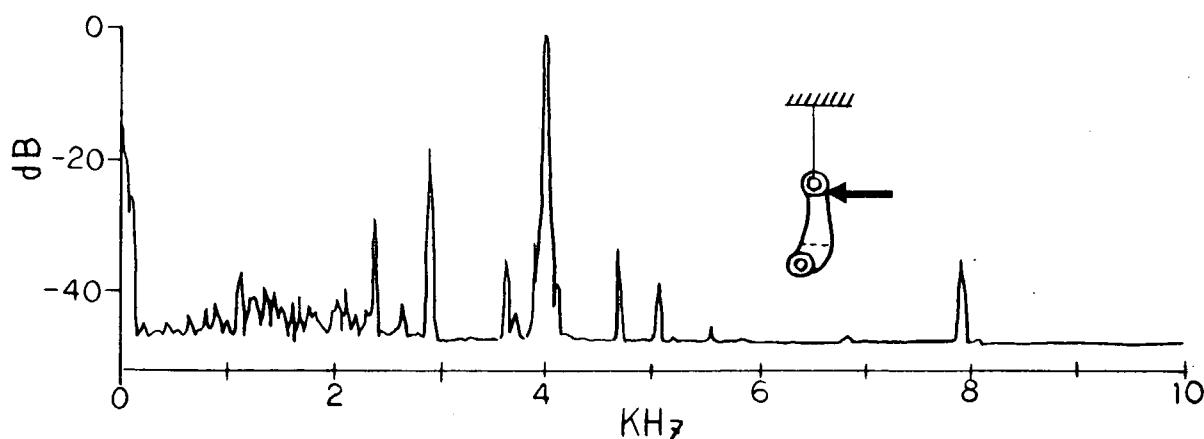
図 2.2.20 クランク角度毎解析による主要ピークのパワー



排気弁棒の打撃による振動



主動弁腕の打撃による振動



副動弁腕の打撃による振動

図2.2.2.1 動弁系構成部品の固有振動

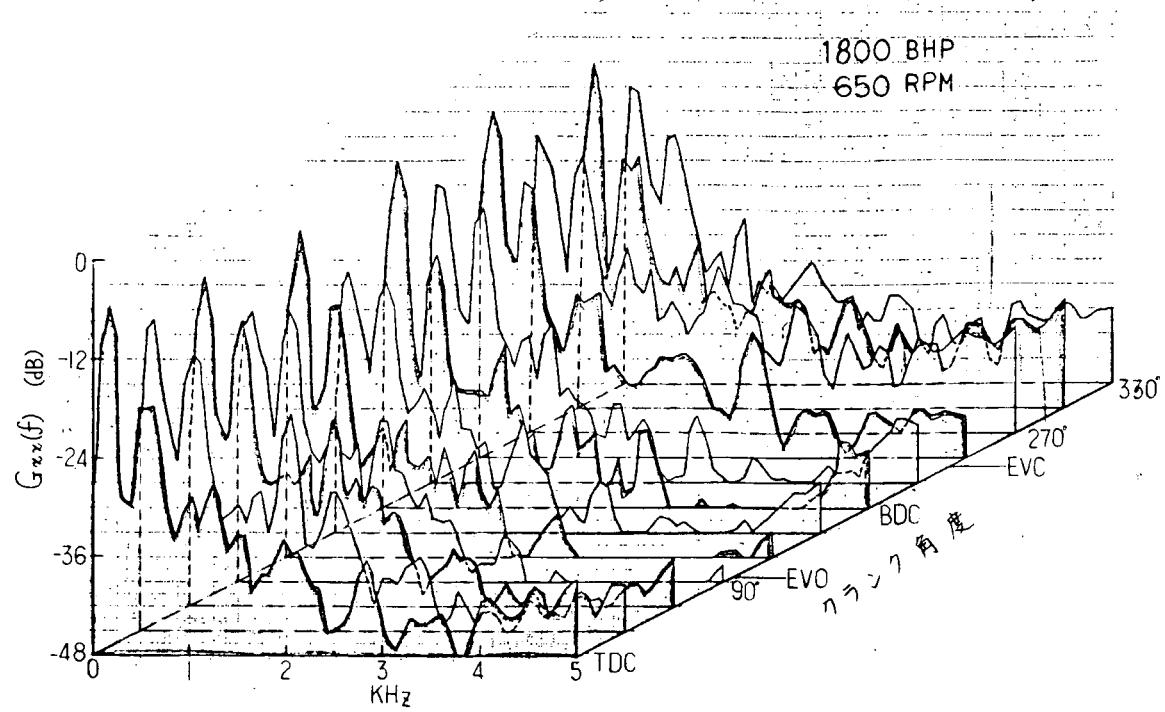


図2.2.22 諸弁開内音響（正常）

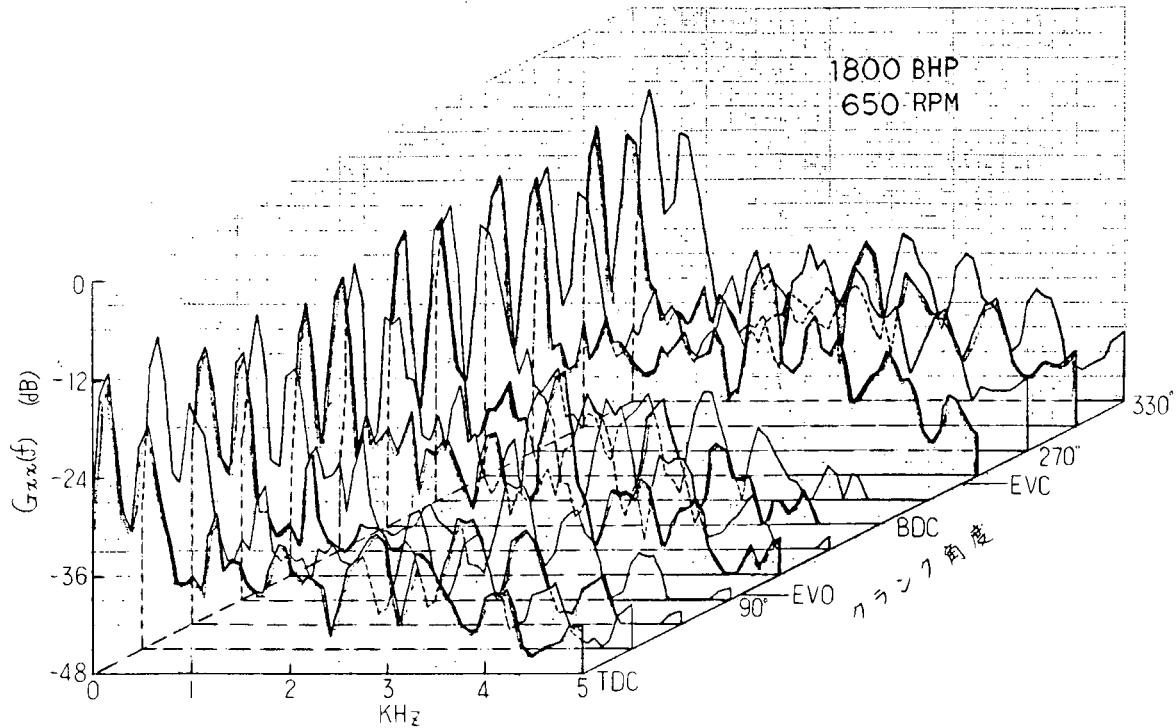


図2.2.23 諸弁開内音響（異常）

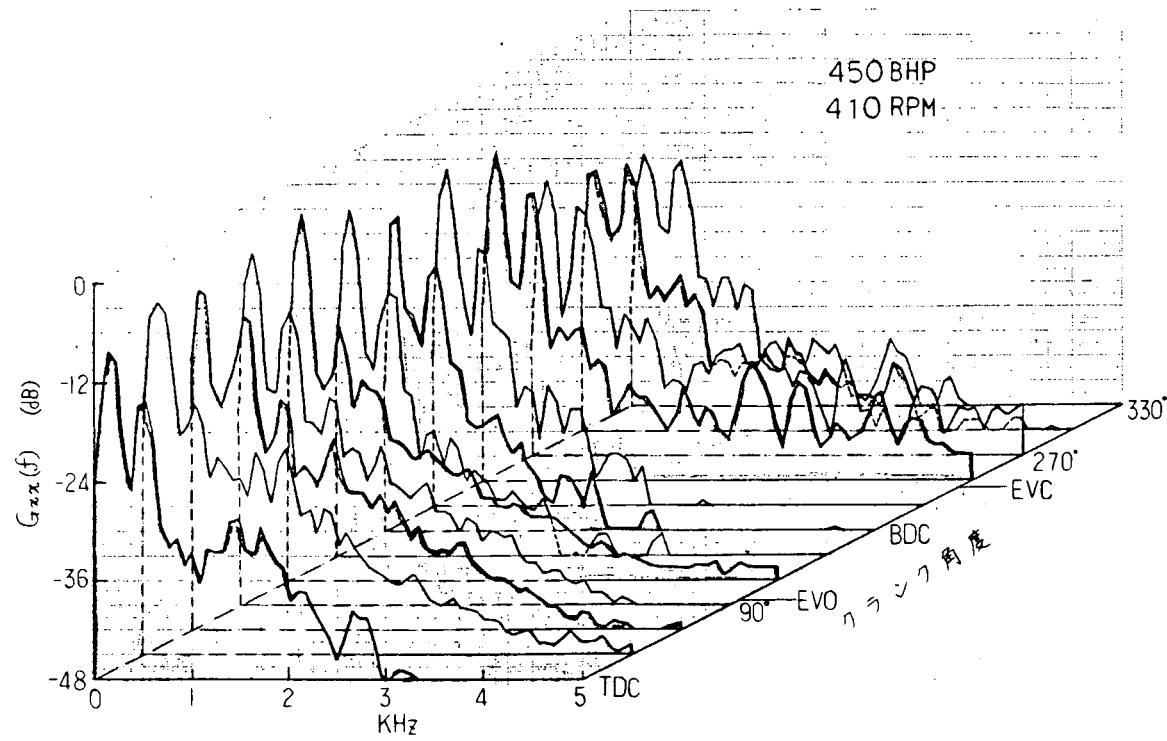


図 2.2.24 諸弁開内音響（正常）

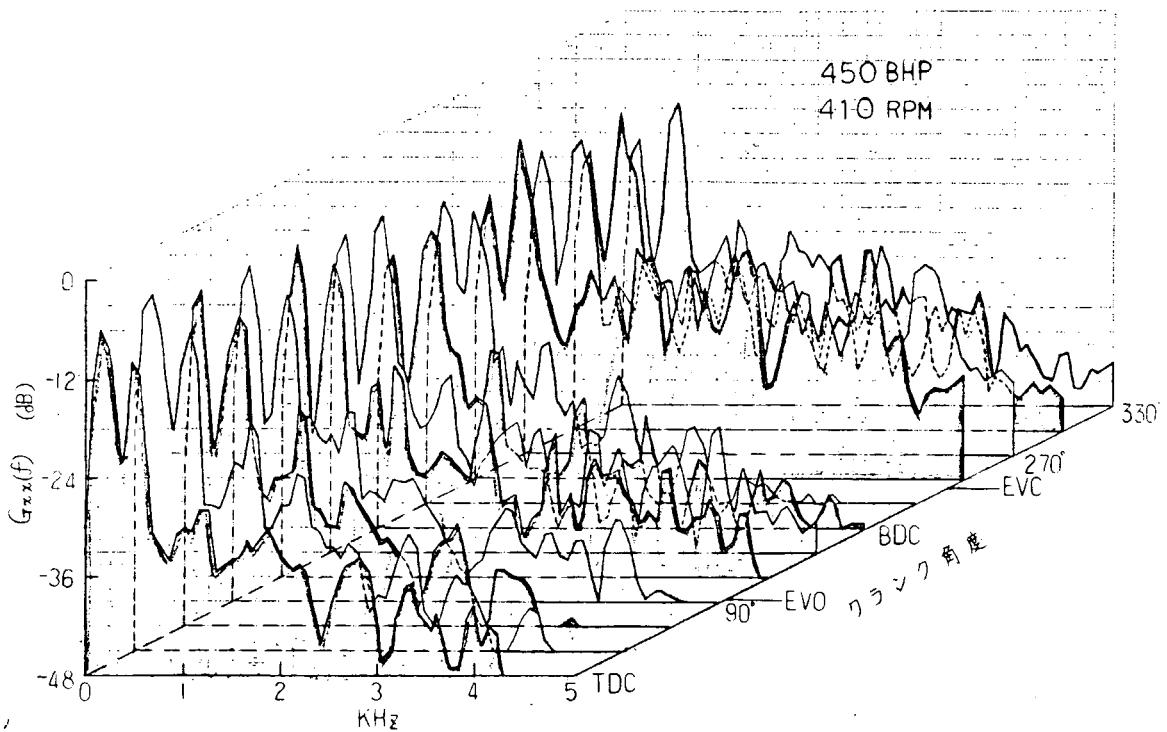


図 2.2.25 諸弁開内音響（異常）

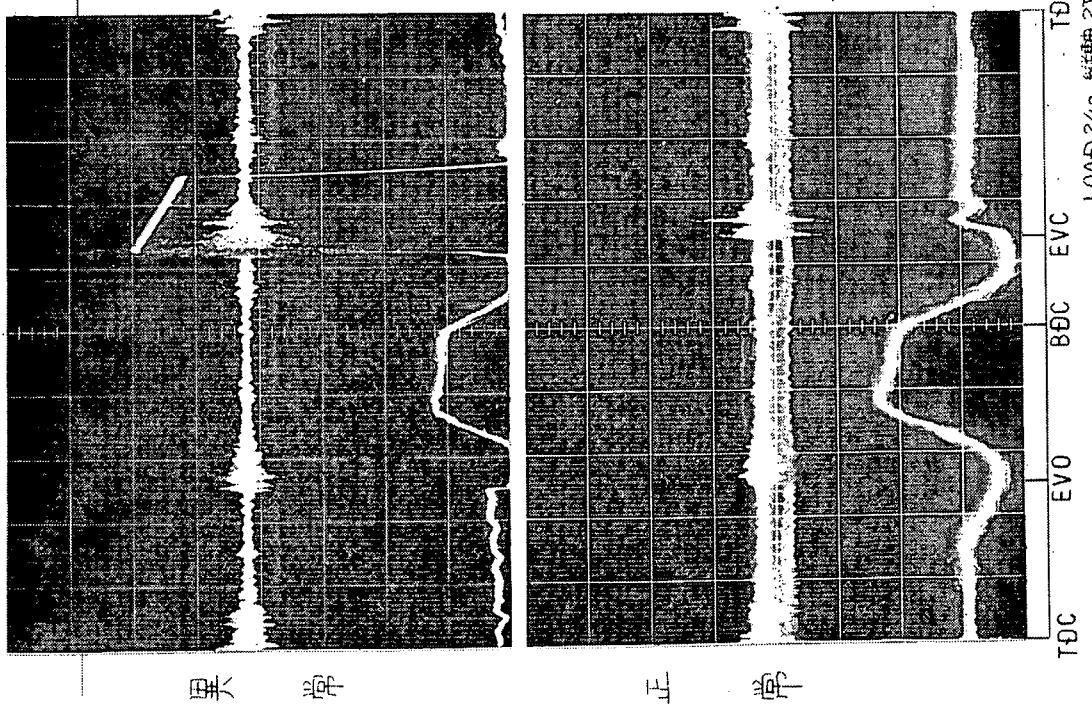


図 2.2.26 (a) シリンダーカバー振動（原波形）

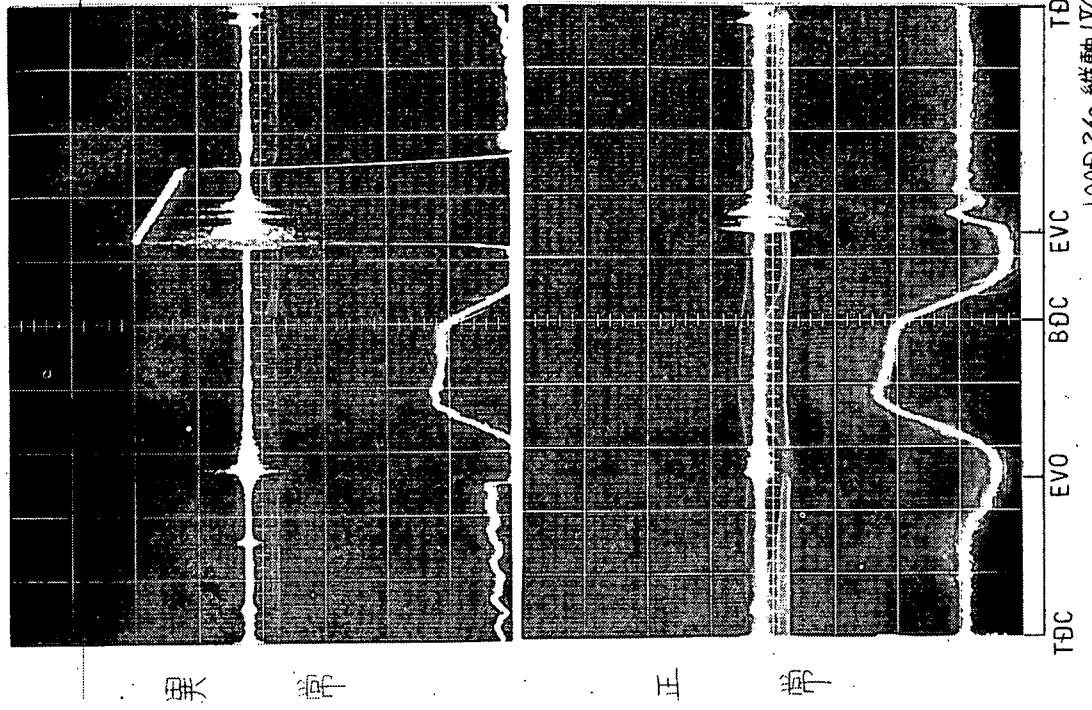


図 2.2.26 (b) シリンダーカバー振動（20 kHz 以下Cut）

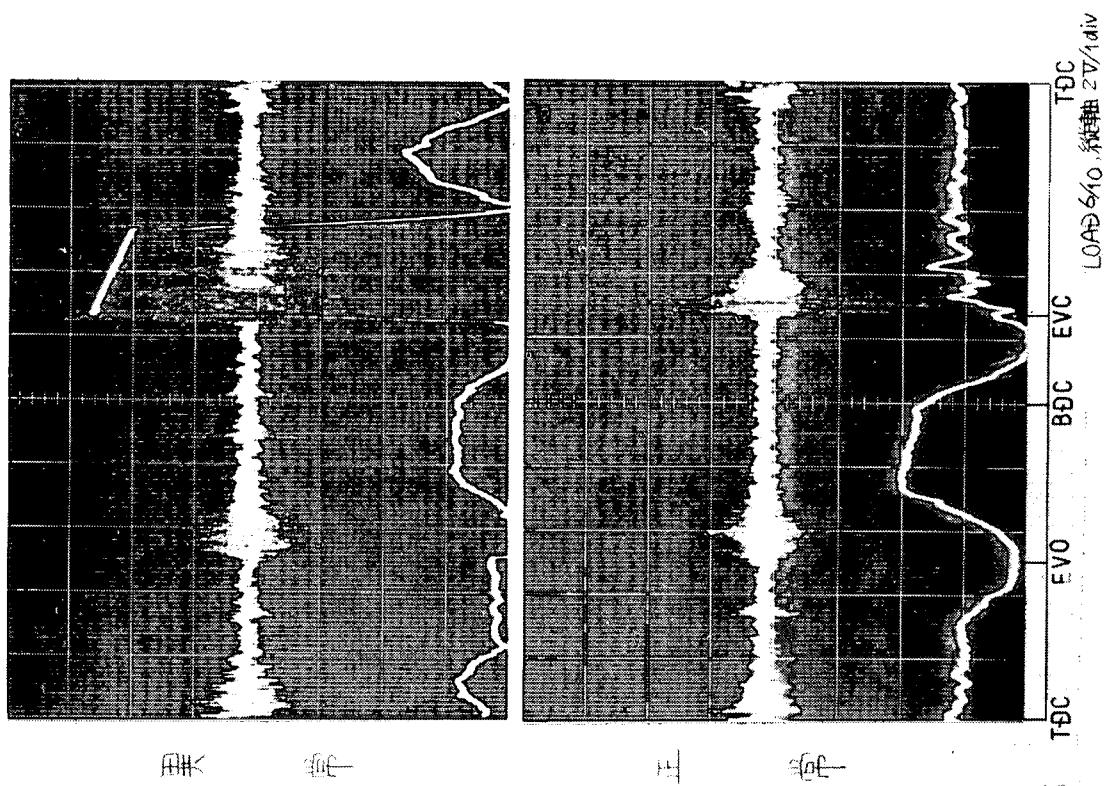


図 2.2.27(a) シリンダーカバ一振動(原波形)

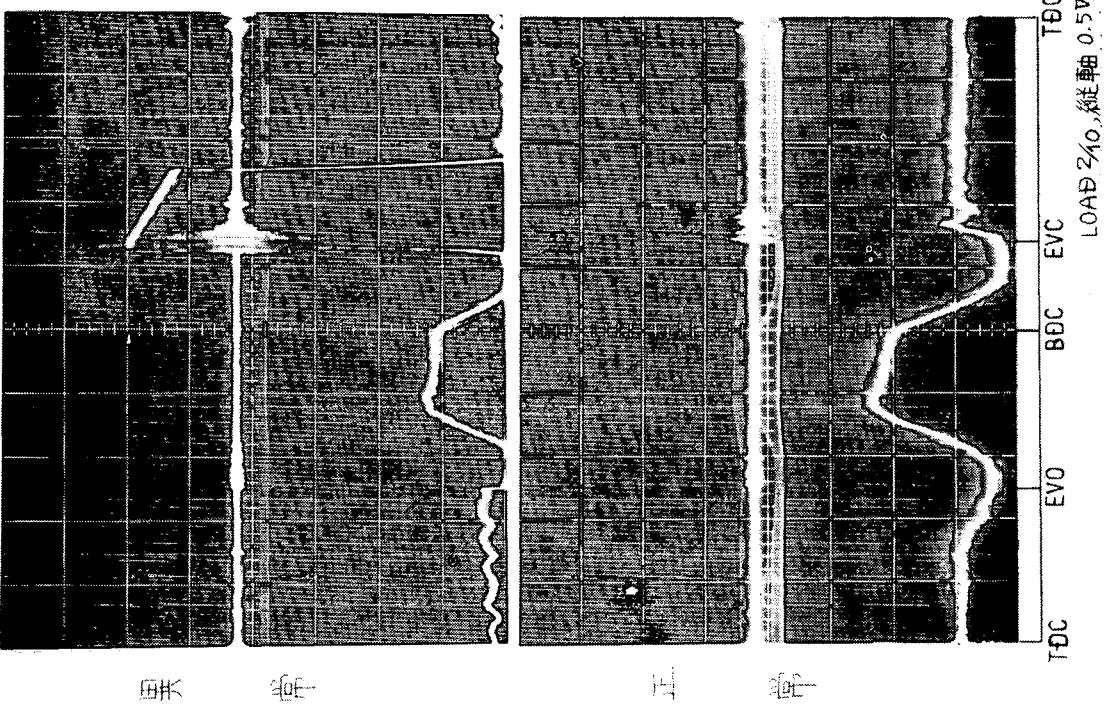


図 2.2.26(c) シリンダーカバ一振動(40KHz以下Cut)

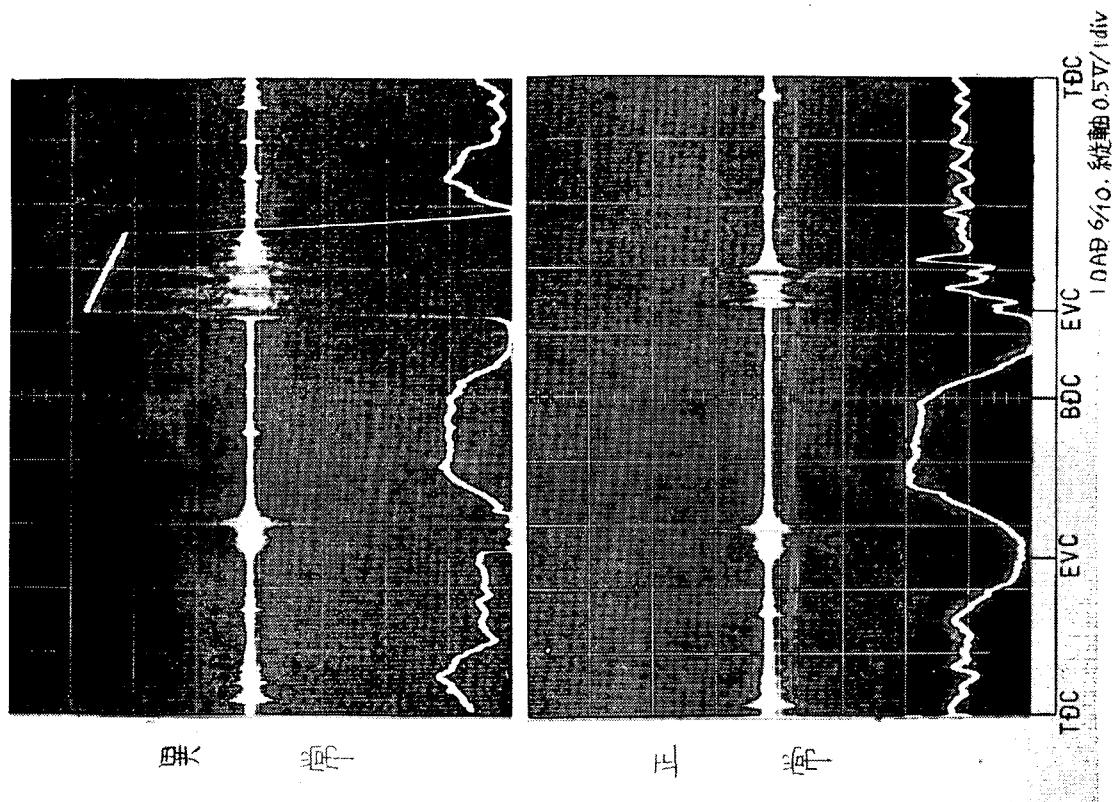


図 2.2.27 (c) シリンダーカバー振動 (40 KHz 以下 Cut)

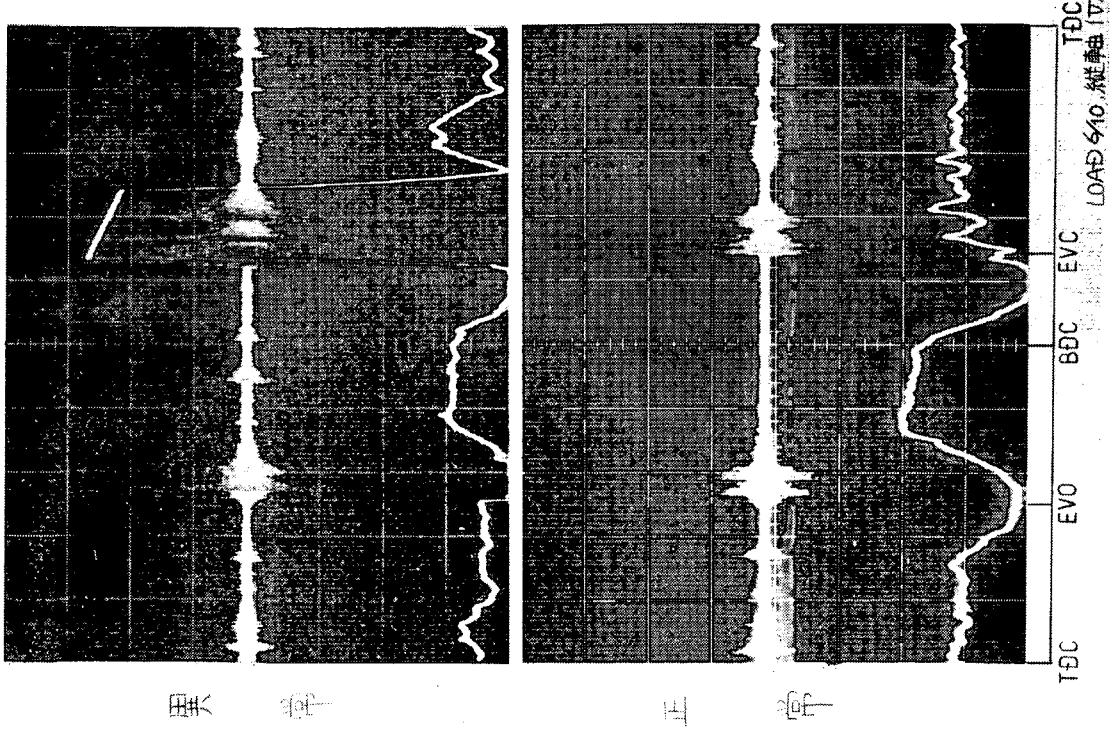


図 2.2.27 (b) シリンダーカバー振動 (20 KHz 以下 Cut)

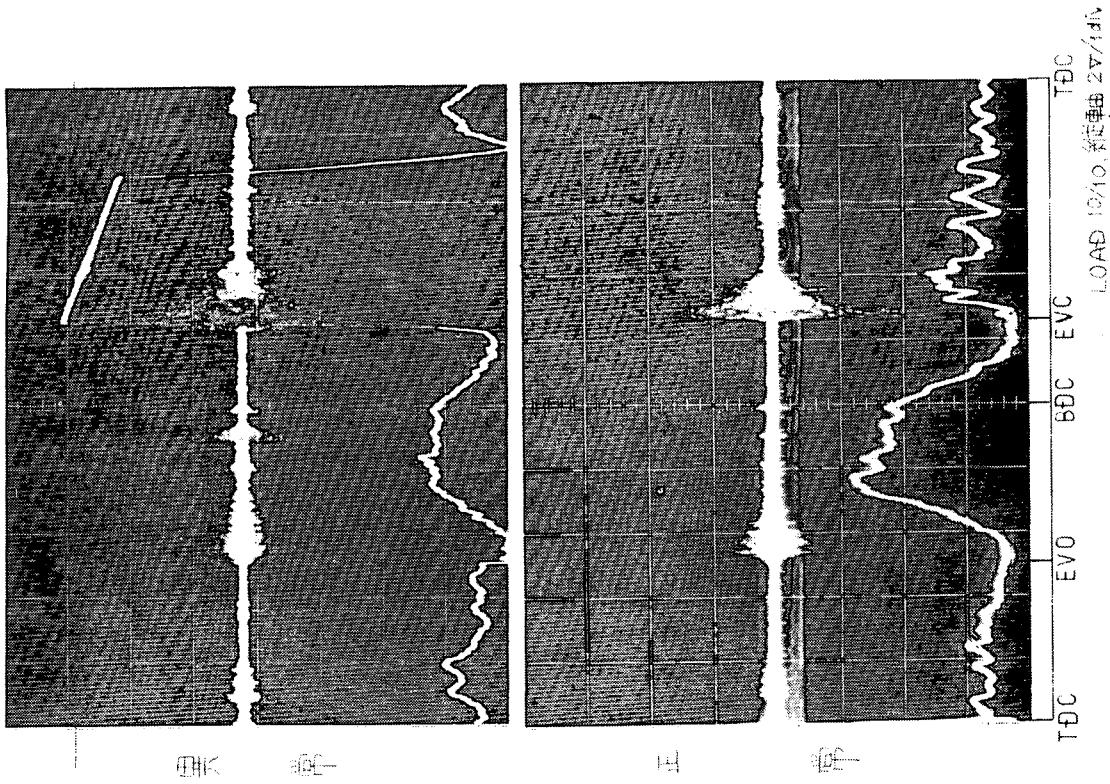


図 2.2.28(b) シリンダーカバー振動(20KHz以下Cut)

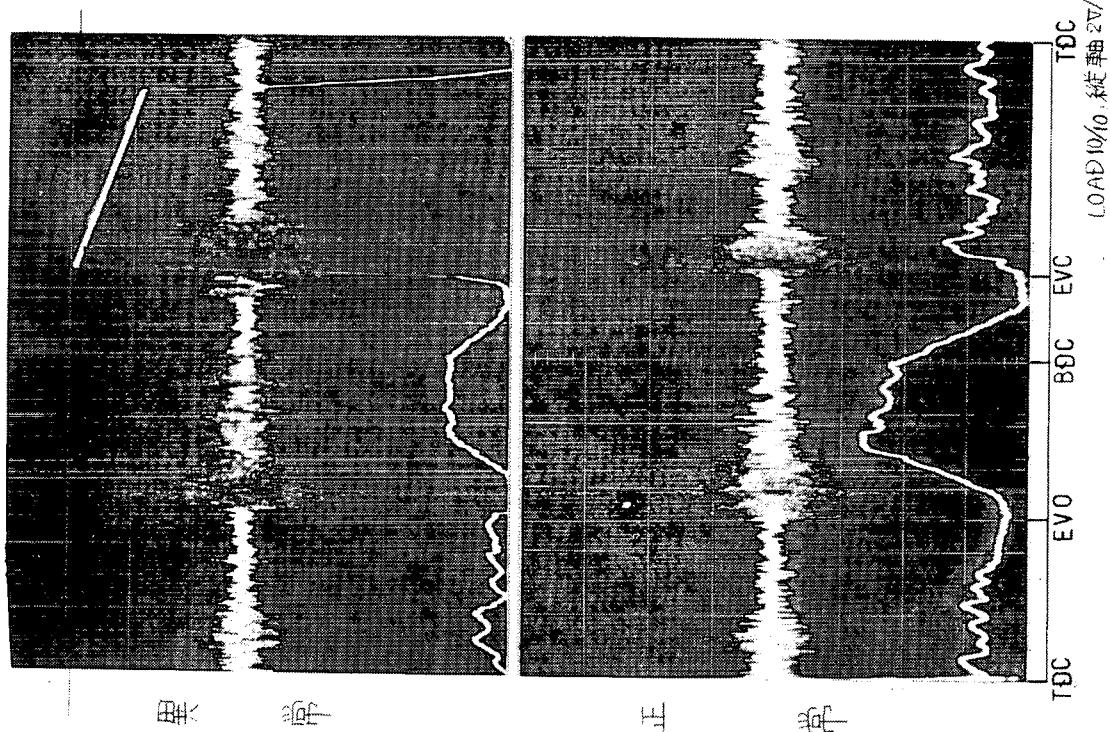


図 2.2.28(a) シリンダーカバー振動(原波形)

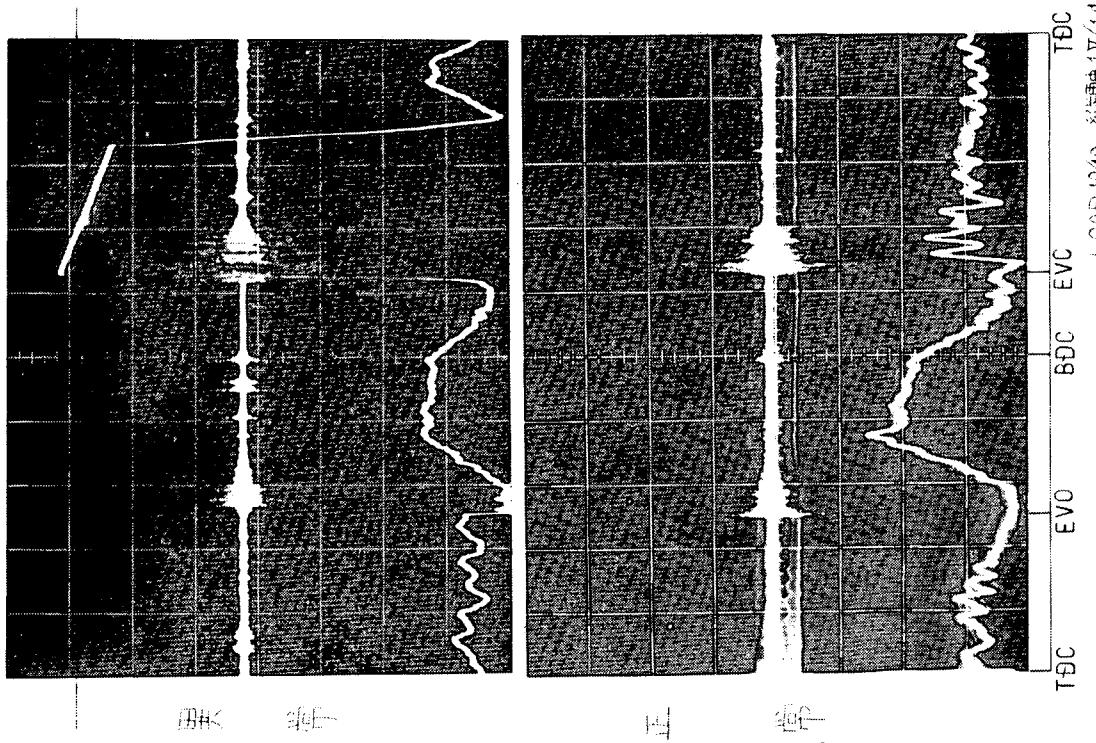


図 2.2.28 (c) シリンダーカバー振動 (40 KHz 以下 Cut)

付録 諸弁囲内の固有振動

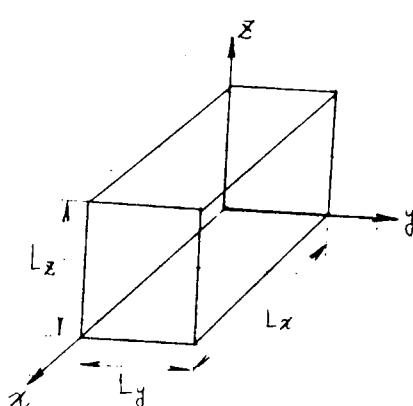
附図1に示す位置に検定用マイク・スピーカーを取付け、諸弁囲内の固有振動を調べた。

実験方法は、スピーカーからホワイトノイズを発生させ、それを諸弁囲外側の検定用マイクと諸弁囲内のマイクとでキャッチさせ、それぞれの計測データを $F_{max} = 1\text{ KHz} \sim 5\text{ KHz}$ で周波数分析を行った。この結果を附図2に示す。

$F_{max} = 1\text{ KHz}$ の $G_{xx}(f)$ と $G_{yy}(f)$ を比較すると、周波数が $266, 572, 660, 814, 938\text{ Hz}$ において共振していることがわかった。

これらの周波数が諸弁囲内の固有振動数であるかどうかを確認するため次のような計算を行った。

剛壁で囲まれた矩形空洞の3稜の長さが、 $L_x \cdot L_y \cdot L_z$ である場合に、空洞内の第 $n m s$ 次固有振動数 ν (Hz)



は(脚注)

$$\nu = \frac{C}{2} \sqrt{\left(\frac{n}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{s}{L_z}\right)^2} \quad (\text{Hz}) \dots\dots\dots (1)$$

C : 音速 ($= 340\text{ m/s at } 15^\circ\text{C}$)

$n = 0, 1, 2, \dots$, $m = 0, 1, 2, \dots$, $s = 0, 1, 2, \dots$

今、諸弁囲内を矩形空洞とした場合の $L_x \cdot L_y \cdot L_z$ の近似値として次のような2組の値を選んだ。

$$L_{x1} = 0.57\text{ m} \quad L_{y1} = 0.288\text{ m} \quad L_{z1} = 0.07\text{ m}$$

$$L_{x2} = 0.54\text{ m} \quad L_{y2} = 0.26\text{ m} \quad L_{z2} = 0.07\text{ m}$$

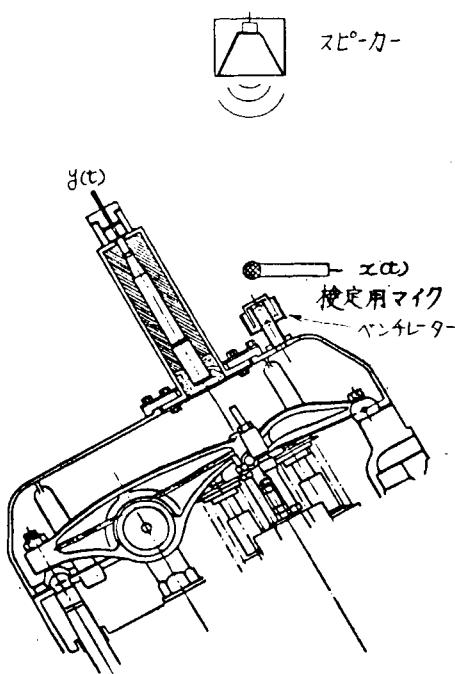
上述の値を(1)式に代入し、それぞれの第 $n m s$ 次固有振動数を ν_1, ν_2 として算出し、1 KHz 以下の振動数を下記に示す。

n	m	s	ν_1 Hz	ν_2 Hz
0	1	0	590	654
1	0	0	298	314
1	1	0	661	726
2	0	0	596	629
2	1	0	839	907
3	0	0	695	944

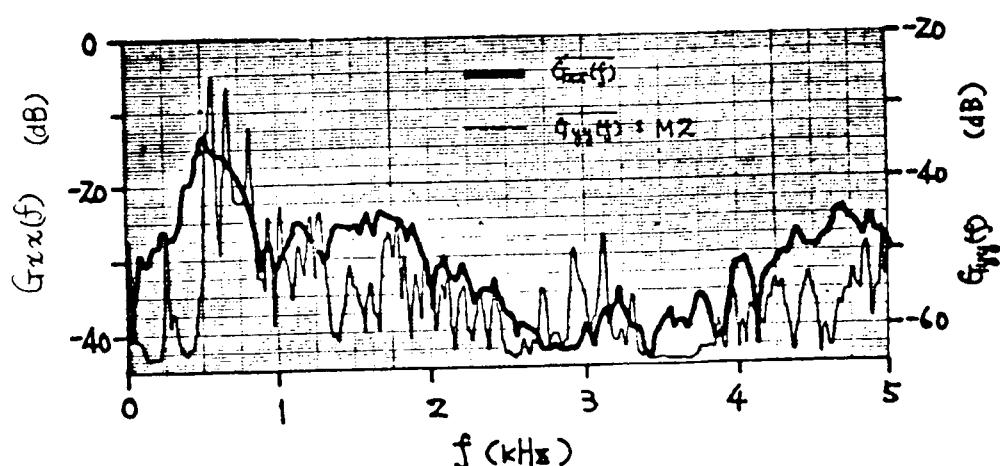
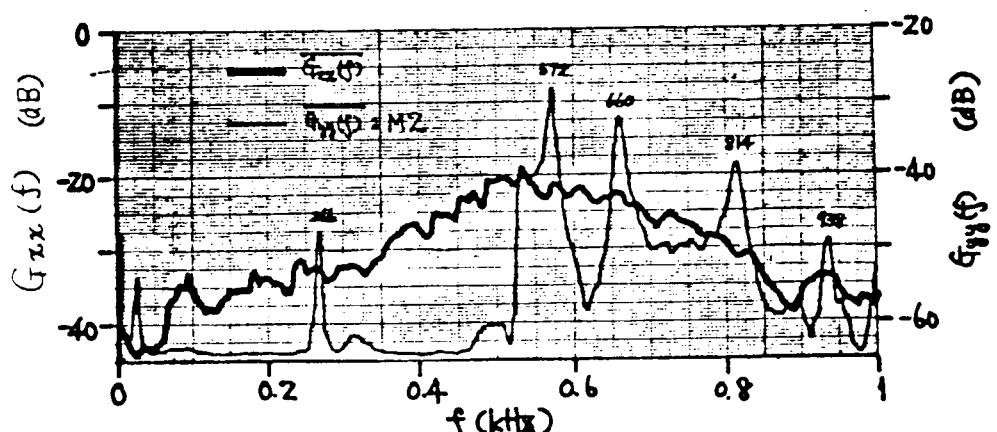
固有振動数が 1 KHz 以下では、z 方向に共振が現われない。(この場合、諸弁囲内は矩形膜と考えられる。)

計算結果より、共振周波数に近い固有周波数が存在することがわかり、正確な L_x, L_y が求まれば両者は一致すると推定される。

今回の実験は機関停止状態で行われ、機関運転状態では諸弁囲内温度が上昇するため、計測時の固有振動数は実験により求められた固有振動数にくらべ、いくぶん高くなるであろう。



附図1 諸弁開の音響特性実験



附図2 諸弁開内の音響特性

第3章 齒車の摩耗、歯形の不良の研究

1. トランスマッショングヤの歯形不良の診断 (1)

船用ディーゼル機関の減速歯車あるいはカム軸駆動歯車の不良をそのかみ合い音、あるいは振動によって診断する方法を開発することを目的とする。

実験は、小型ディーゼル機関のトランスマッショングギヤーに振動加速度検出器、及びマイクロホンを取り付けて運転し、内部の減速歯車のかみ合い音、振動について行った。

1.1 実験方法

本実験は第2章1節と同様に無響室内で試験機関を運転して行った。

試験機関は日野EH-100型小型ディーゼル機関である。この機関のトランスマッショングギヤーは前進5段、後退1段で第1速が當時かみあい式、第2速以上はシンクロメッシュ式である。前進各段の歯車はヘリカルギヤを使用している。各段の歯車の歯数及び伝達経路を図3.1.1に示す。

実験はまず5速、4速、3速、2速について正常な状態で運転し、各段で負荷をかえ負荷とかみ合い振動について調べた。その運転条件を表3.1.1に示す。

表3.1.1 第1回 実験条件

変速位置	負荷	機関回転数	検出位置
5th	0, 5.7, 11.4, 17.1, 22.8 Kg-m		
4th	"		R-Y-1
3rd	"	800 rpm	
2nd	0, 5.7, 11.4 Kg-m		L-X

次にそれをもとに適当な負荷をえらび、色々、検出位置を変えて実験した。

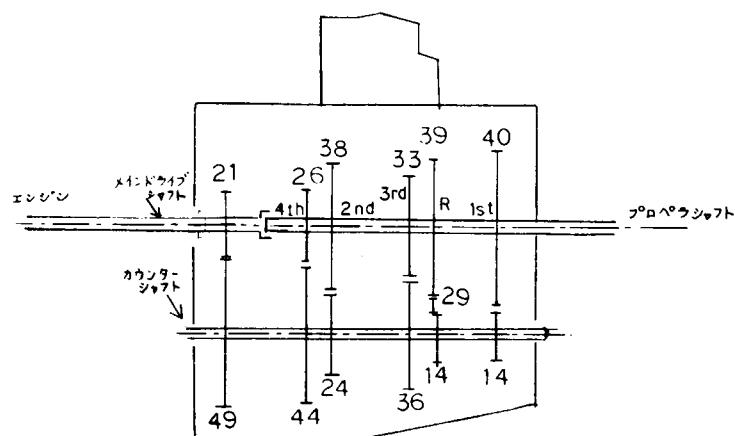


図3.1.1 トランスマッショングギヤ歯数

1.1.1 検出器

トランスマッショングギヤから発する音、振動の検出にはマイクロホン及び振動加速度検出器を使用した。

その他、回転次数比分析のためのクランク角度パルス用ICクランク軸に64枚の歯車を取り付け、電磁ピックアップを用いて、64パルス／1回転のパルスを取り出した。

(1) 振動検出器

振動加速度検出器は Kistler 製 Model 808K1 を使用した。

検出の対象はトランスマッショングケーシングの上面の垂直方向の振動、両側面の水平方向の振動である。取り付け位置は図 3.1.2 に示す。取り付け方法は上下方向はねじで固定し、水平方向はマグネットベースで固定した。

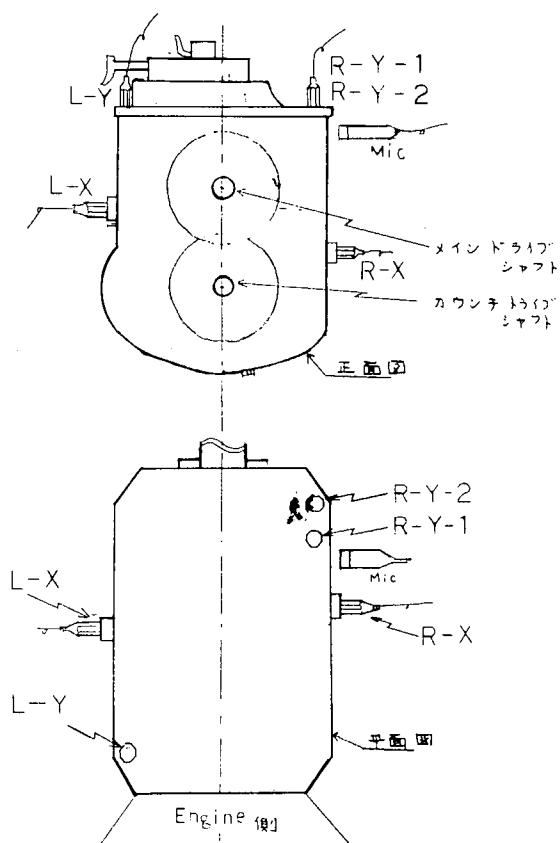
(2) マイクロホン

使用したマイクロホンは B & K 製 Type 4145 コンデンサマイクロホンである。

検出の対象はトランスマッショングケース側面の音である。取り付け位置は図 3.1.2 に示す。

1.1.2 計測システム

図 3.1.3 に計測システムのブロックダイヤグラムを示す。検出器からのデータはシンクロスコープでモニターしながらデーターレコーダに記録した。記録したデータは回転次数分析を行い、噛み合い次数のパワーを調べた。



第1回目（負荷との関係） R-Y-1, L-X

第2回目 R-Y-2, R-X, L-Y, Mic

図 3.1.2 検出器取付け位置

1.2 解析方法

データの解析は小野測器製 CF-256 型相関解析器及び CF-700 型 FFT 信号解析装置で行った。

具体的な解析方法としては 64 パルス / 1 回転のクラランク角度パルスを用いてサンプリングされたデータからパワー・スペクトルを求めた。この方法は回転次数比分析と呼ばれる。

この分析方法を用いると、減速歯車の噛み合い音、振動などのような回転と同期している信号の解析をする場合、対象の機関がサンプリング中に多少の回転数の変動が起っても正確な解析が行える。

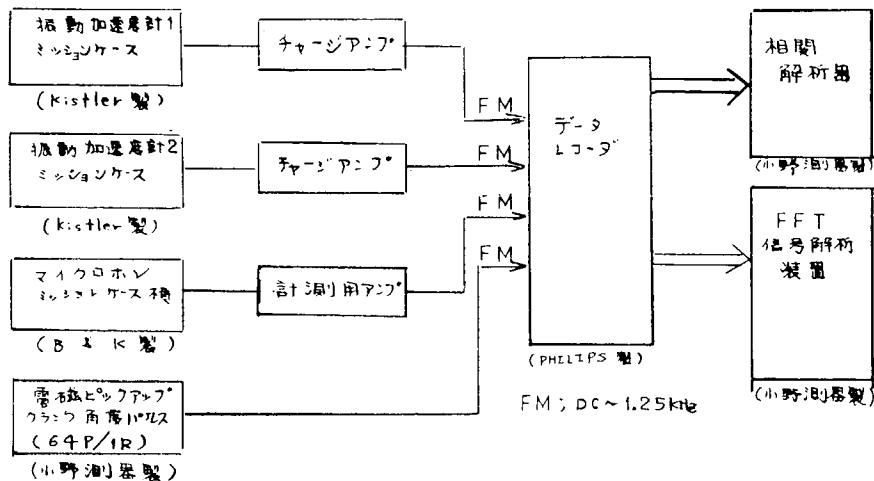


図3.1.3 計測及び解析ブロックダイヤグラム

本実験では 64 パルス／1回転を用いたため解析される回転次数は 32 次までである。

表3.1.2に本試験ミッションの各段の変速比及び、歯車の噛み合い次数を示す。

表3.1.2 変速比とかみ合い次数

変速位置	変速比	かみ合い次数
5 th	1.000	
4 th	1.378	18.8, 21
3 rd	2.138	15.4, 21, 30.8
2 nd	3.694	10.3, 20.6, 21, 30.9

ここで各段で共通な次数として 21 次があるが、これはメインシャフトからカウンタシャフトに伝達されるときに現われるものである。その他の次数はカウンタシャフトからメインシャフトに伝達される時に現われるものである。

1.3 実験結果及び考察

(1) 噙み合い振動と負荷の関係

振動による R-Y-1 の位置における解析結果を図3.1.4～3.1.7 に示す。

図3.1.4 は第5速の時の負荷との関係を示している。第5速は直結のためメインシャフトとカウンタシャフト間でトルクの伝達がないので、噛み合い振動に相当する次数は見当たらない。又、この中で最も大きなピークは3次と6次である。これは試験機関が6気筒4サイクルであることから、クランク軸1回転あたり起こる3回の爆発行程によるものでその基本波と2倍波である。その他、3倍、4倍等のピークもみられる。

図3.1.5 は第4速の時の解析結果であるが、第4速の噛み合い次数は 18.8 次と 21 次である。無負荷の時は爆発によるもの以外には目立ったピークはみあたらない。負荷をかけていった時は負荷に比例して 18.8 次と 21 次のピークがより特徴的になる。

図3.1.6 は第3速の時の結果であり、その噛み合い次数は 15.4 次及びその 2 倍の 30.8 次と 21 次であるが、負荷の関係は第4速と同様のことが起っている。

同様の事が図3.1.7 の第2速の結果においてもみられる。

以上の結果から、減速歯車の噛み合い振動は負荷が大きくなるに従って特徴的になり、無負荷ではほとんど現われないことが確認された。

図3.1.8は、R-Y-1と、同時に測定したL-Xの位置での各段の解析結果を示す。これはその時の負荷が最も大きい場合の結果のみを示しているがR-Y-1の結果とは極めて異なっている。つまり減速歯車の噛み合い次数のピークが小さく識別が困難である。

のことから減速歯車の噛み合い振動は測定位置によって異なることが理解できる。

なお、以上の解析はCF-256型相関解析器によるものである。

(2) 検出位置とかみ合い振動及び音の関係

図3.1.9～3.1.11にR-Y-2、R-X、L-Y、及びMicの位置で行った結果を示す。

これらの結果から水平方向より垂直方向が現われやすく、又同じ垂直方向でもエンジン側よりプロペラシャフト側の方が強いことが理解される。

又、マイクロホンによる結果でも水平方向の噛み合い音が表われていることから、検出位置を適当に選ぶ事により検出可能であると考えられる。

なお、以上の解析はCF-700型信号解析装置で行った。

1.4 まとめ

以上の実験結果から減速歯車の歯型不良の診断について、次のような事がいえる。

- (1) 歯車の噛み合い振動については負荷が大きくなるに従って他のバックグラウンドの振動に比べ特徴的になるとから、歯形不良によって起こる異常振動も同様であると推定できる。
- (2) 検出位置はミッショングリーフリーの箇所でシャフトに近い垂直方向が最も良い結果を示していた。
- (3) 具体的検出方法について考察すると、まず適当な検出位置に振動加速度計、又はマイクロホンを取り付け低負荷で機関を運転した時と高負荷で運転した時のデータをそれぞれ次数比分析し、高負荷になって表われる特徴的なピークを見出すことにより可能となると考えられる。

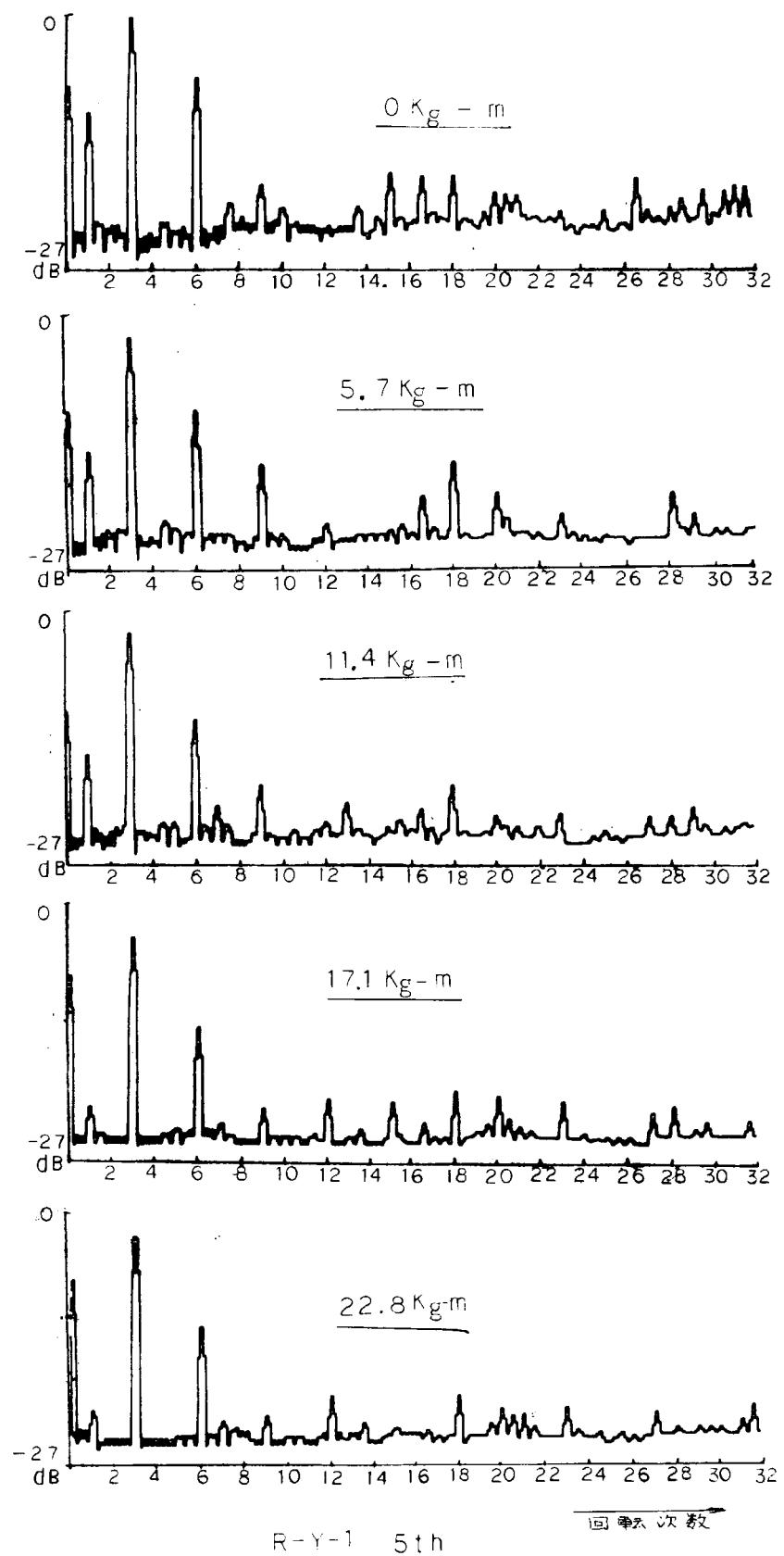


図 3. 1. 4

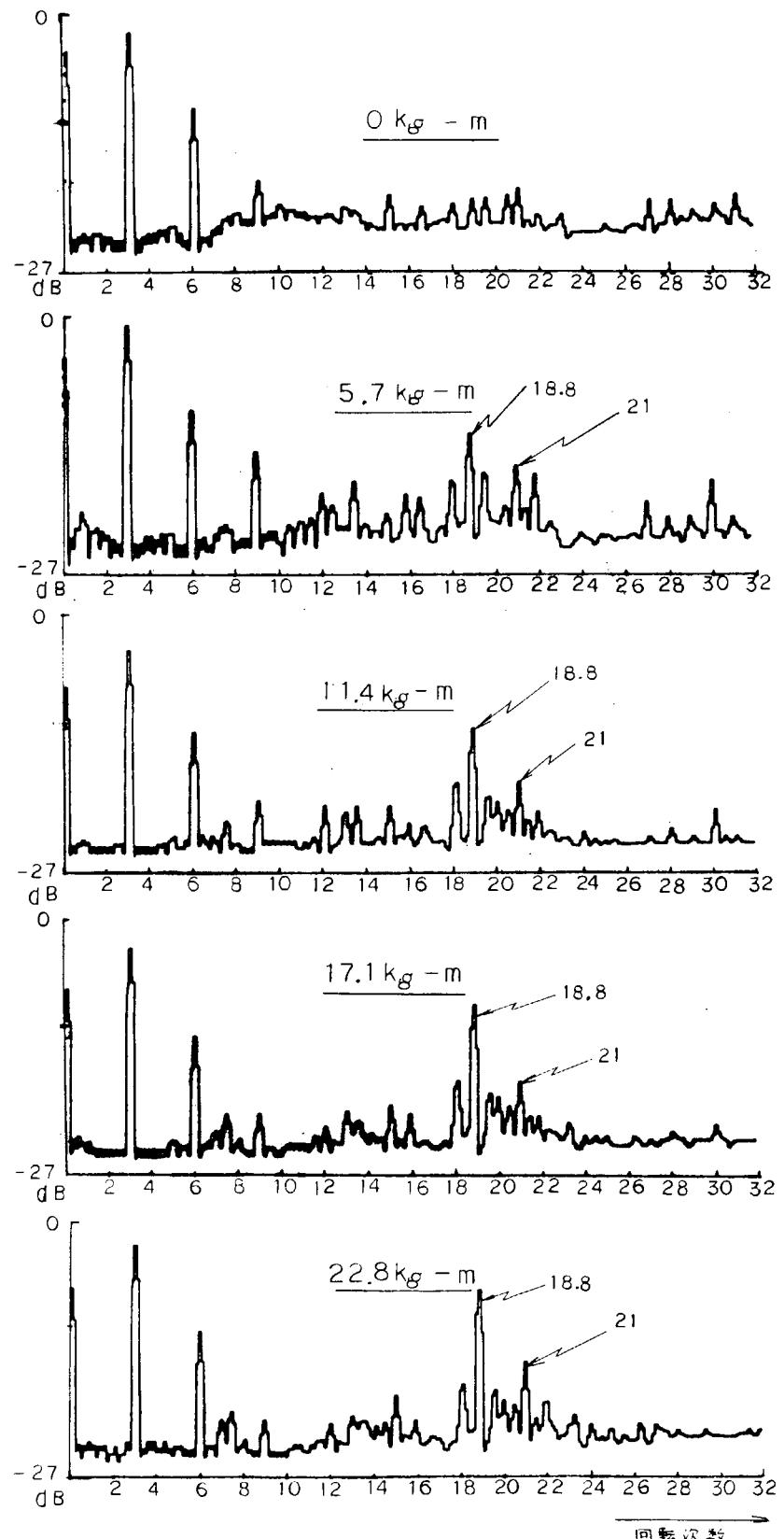
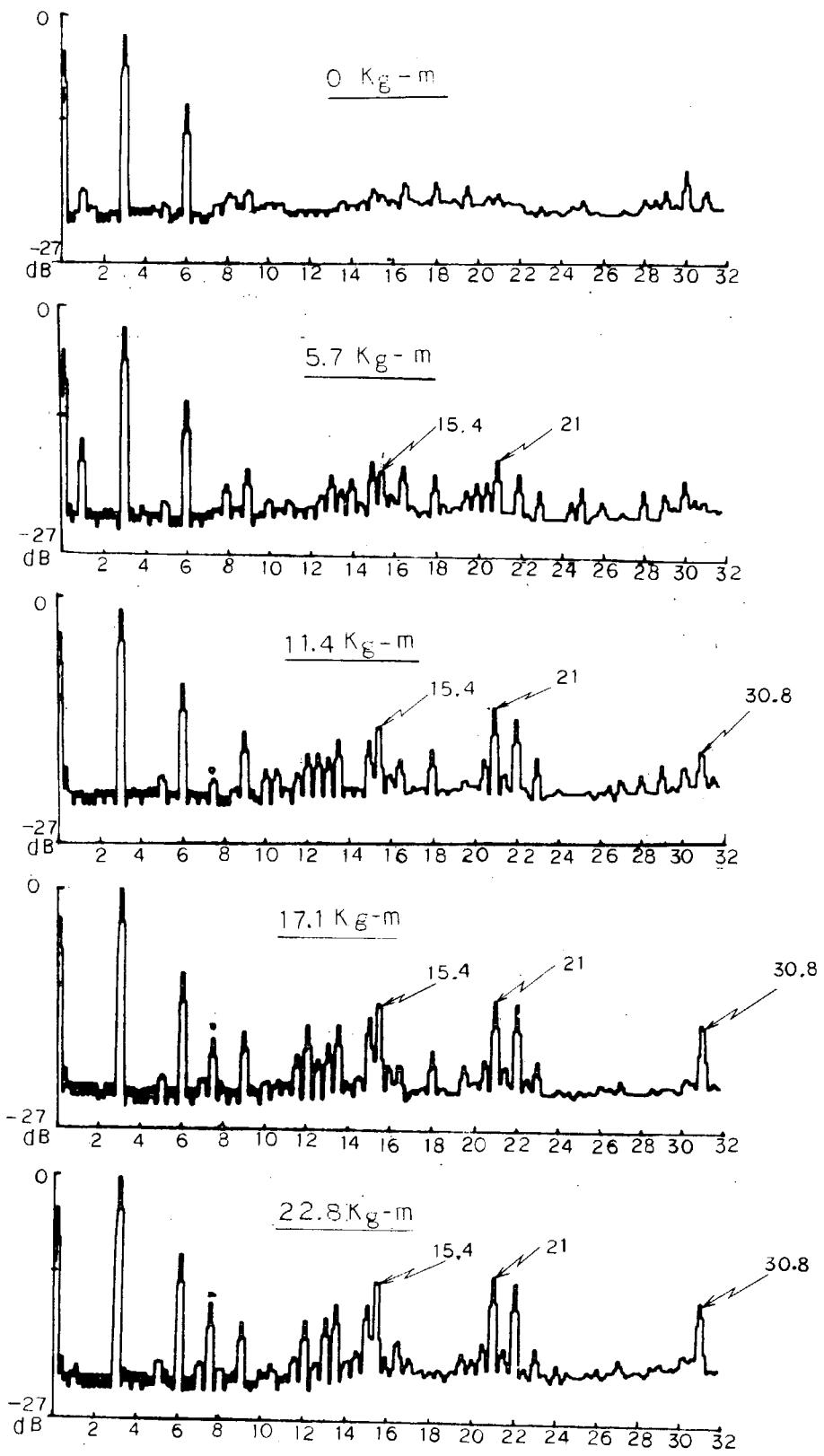


図 3.1.5

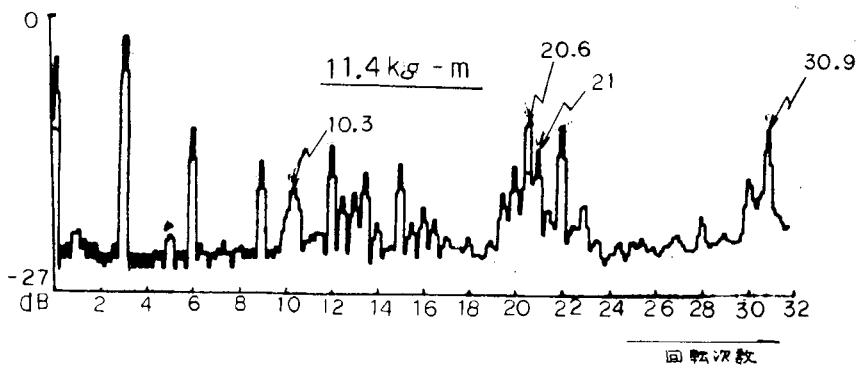
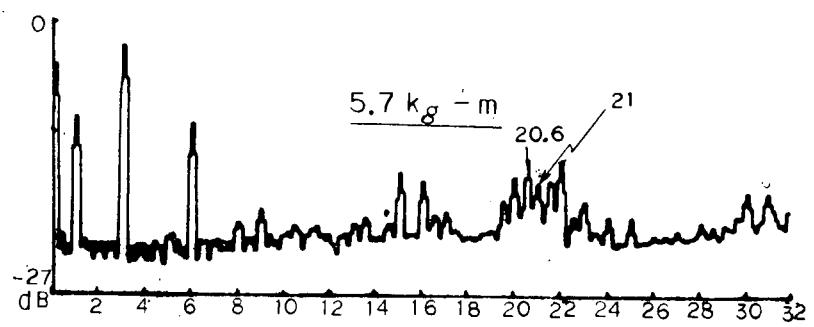
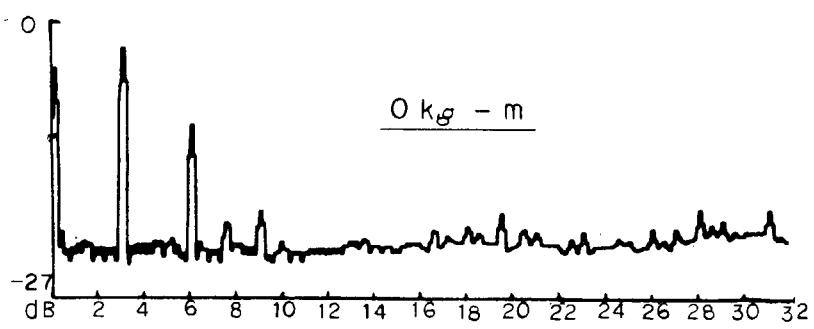
R-Y-1 4th (18.8, 21)

回転次數



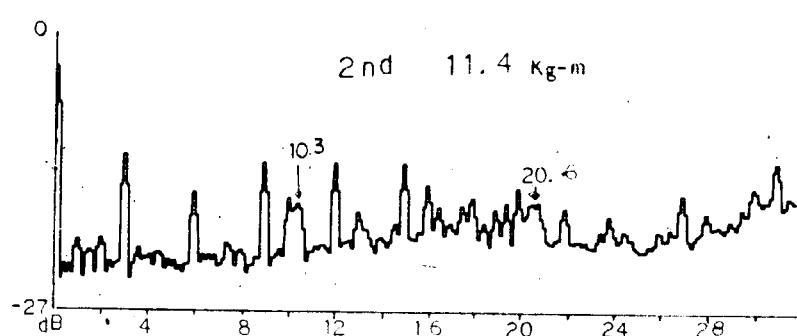
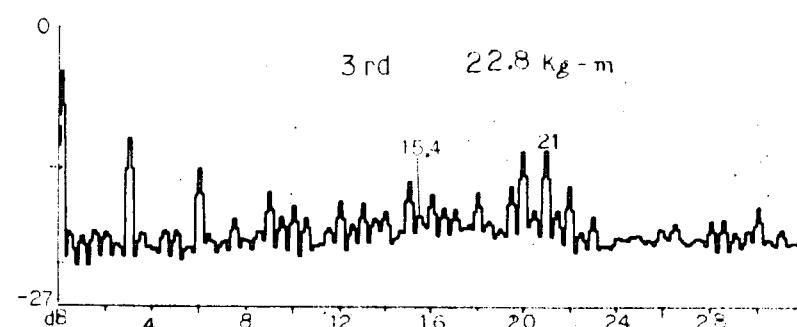
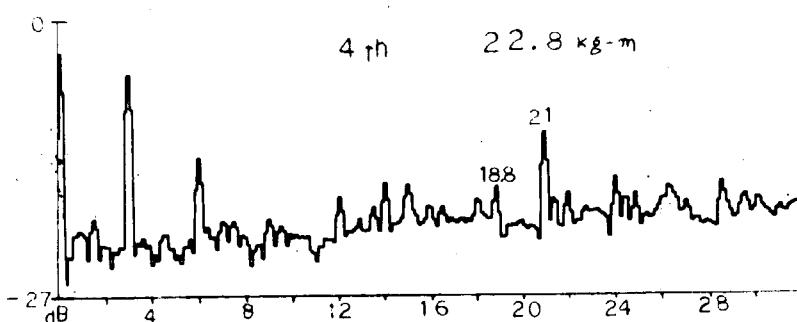
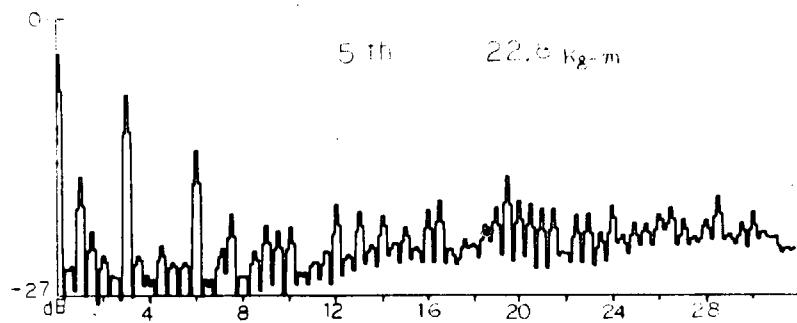
R-Y-1 3rd (15.4, 21, 30.8)

回転次数



R-Y-1 2nd (10.3, 20.6, 21, 30.9)

図 3. 1. 7



L - X

図 3. 1. 8

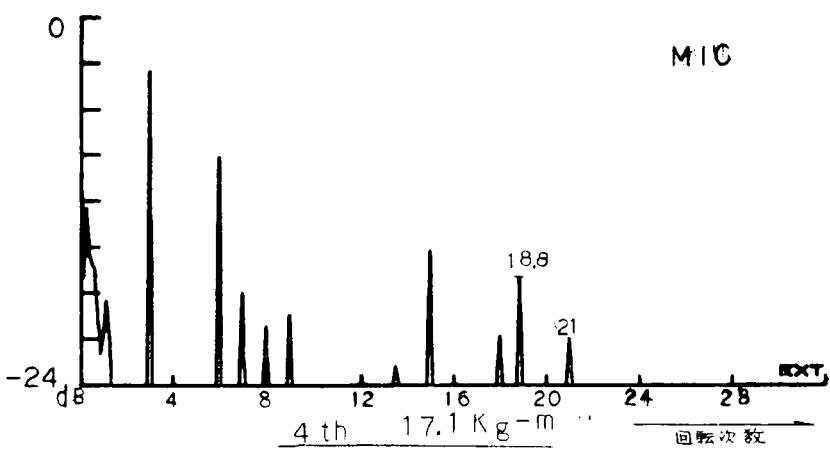
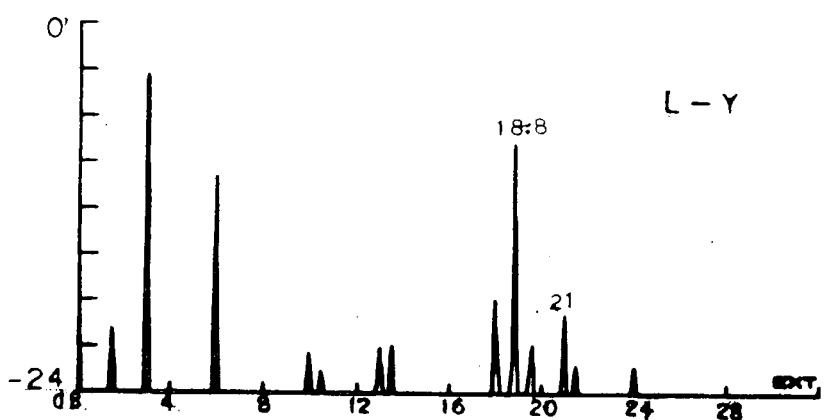
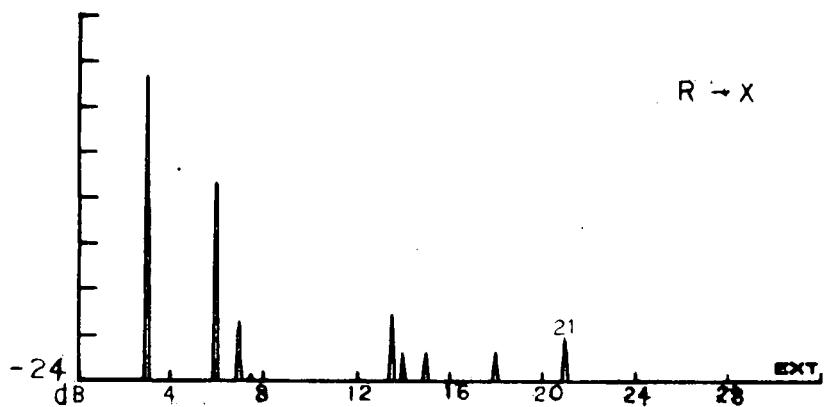
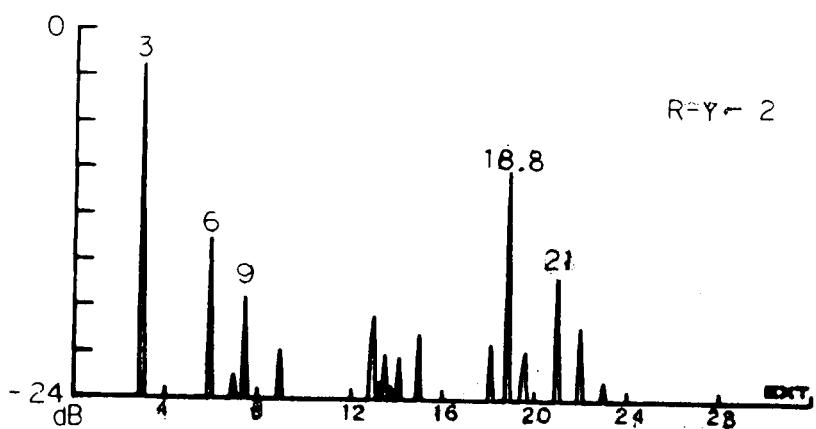


図 3. 1. 9

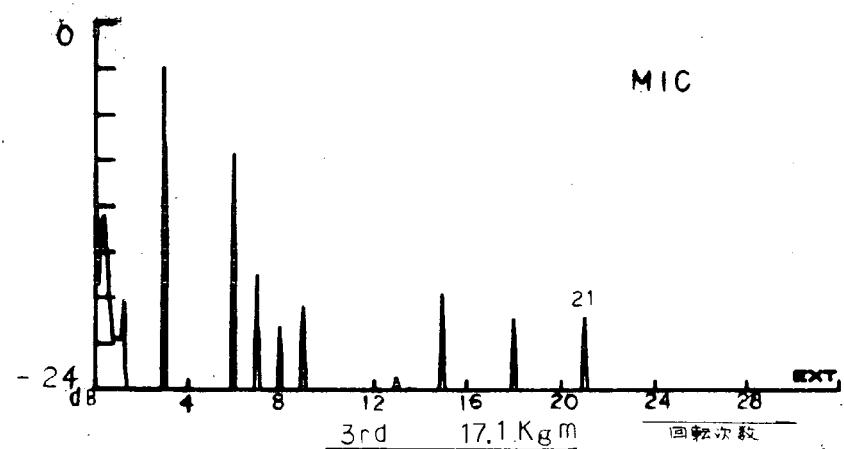
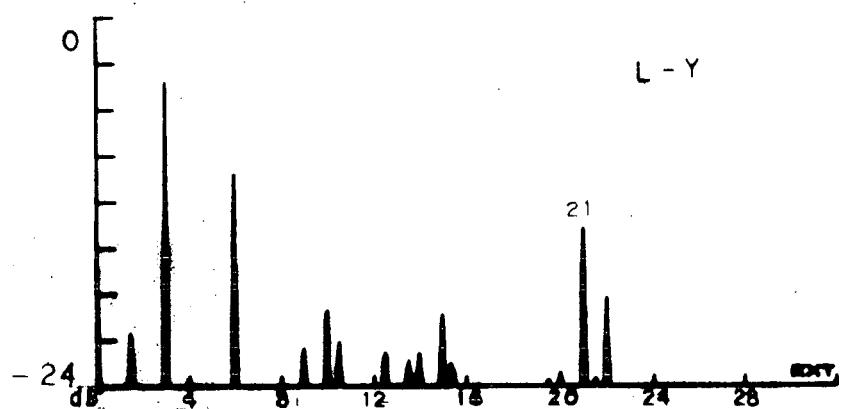
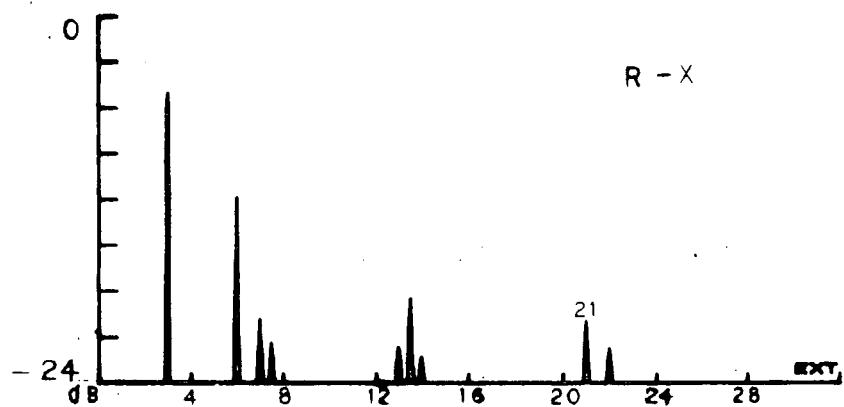
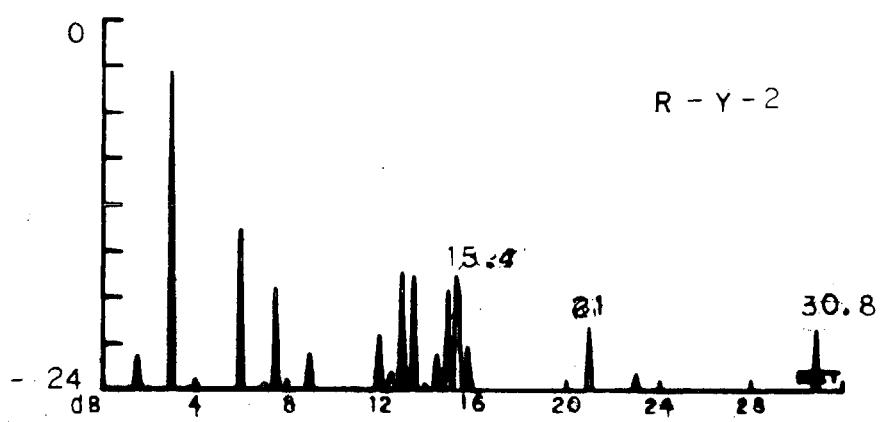


図 3. 1. 10

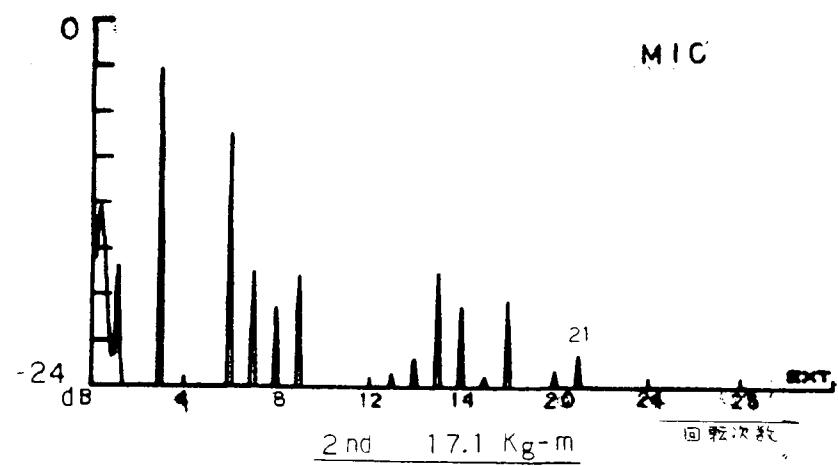
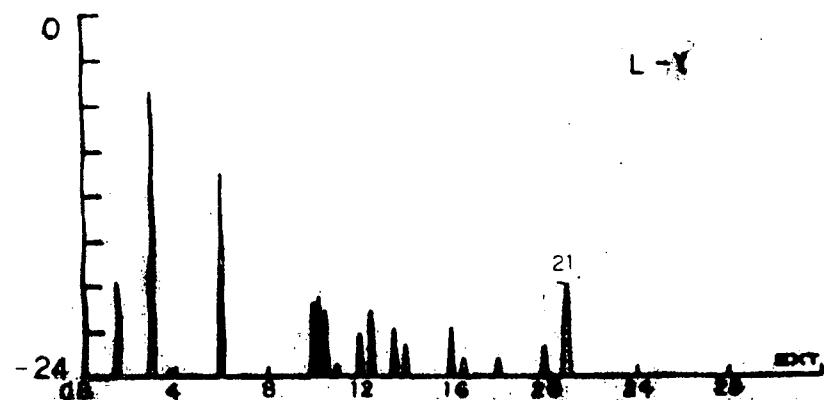
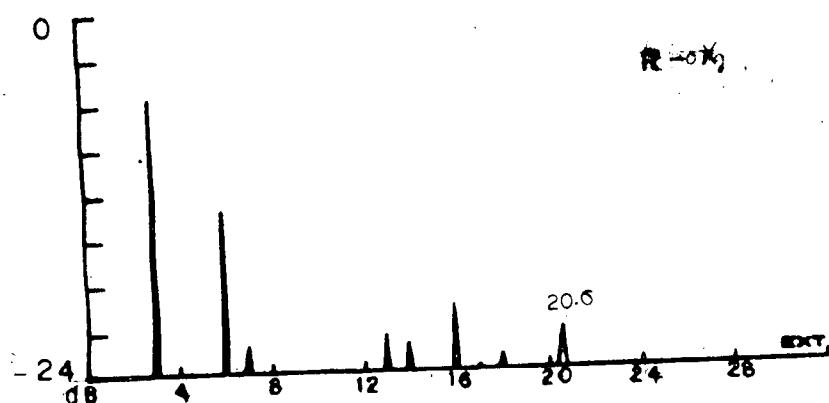
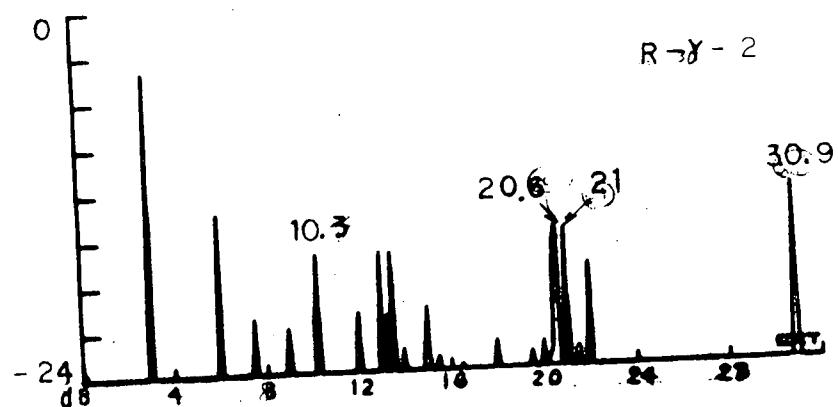


図 3. 1. 11

2. トランスマッショングギヤの歯形不良の診断 (2)

2.1 まえがき

本研究は船用ディーゼル機関の減速歯車の歯形不良をその噛み合い音或いは振動によって検出、診断する方法を開発する事を目的としているが、本節では、その可能性を検討するために行った自動車用ガソリン機関のトランスマッショングギヤにおける実験結果について述べる。

具体的には、まず機関運転状態においてトランスマッショングギヤ付近の音響及びトランスマッショングケーシングの振動から減速歯車に由来する音響、振動が検出可能か。又可能ならばどの様な位置(方向)から音響、振動を検出するのが適当か。続いて異常の一例として人為的に歯面に傷をつけた不良歯車を用いて、それによる異常音或いは振動がどの様なパターンで現われるかについて検討した。

2.2 実験装置、実験方法

試験機関は日産L-18自動車用ガソリン機関(4気筒4サイクル)、トランスマッショングギヤは、日産L-16フロアシフト車用トランスマッショングギヤを使用した。音響はトランスマッショングギヤ付近3箇所にマイクロホンを設置し、振動はトランスマッショングケーシング3箇所に振動加速度計を装着する事により採取した。採取したデータは一旦データレコーダで収録し、後にFFT統計解析装置により周波数分析を行った。この周波数分析においては機関回転数の変動の影響を除くため、クランク軸の回転信号(120パルス/1回転)により、1回転を3°ごとに等分割し、その分割角度に対応したサンプリングを行い回転の基本波及び高調波といった回転に対する次数として表示させた。なお、音響データ採取に使用したマイクロホンは市販のオーディオ用コンデンサマイクロホン(ソニーECM23)、ブリアンプはソニーTA-2000F。又振動加速度計はKISTLER-MODEL 808K1を用いた。解析に用いたFFT統計解析装置は小野測器CF700であり、解析方法は前節に述べたものと同じである。図3.2.1に機関設置状態、図3.2.2にトランスマッショングギヤ外観及びマイクロホンと加速度計取り付け位置を示す。図3.2.3はトランスマッショングギヤの噛合状態及び歯数、図3.2.4はその実物写真である。続いて表3.2.1に各ギヤの噛合周波数、表3.2.2にカウンタシャフト、メインシャフトの回転次数を示す。

表3.2.1 各ギヤの噛合周波数

噛合歯車	基本同期 (機関回転に対する次数)	2倍次	3倍次	
④～Ⓐ	2.1	4.2	6.3	フロント側とカウンタシャフトのトルク伝達
Ⓑ～Ⓕ	1.9	3.8	5.7	第3速時
Ⓖ～Ⓖ	1.3.8	2.7.6	4.1.4	第2速時
Ⓓ～Ⓗ	9.8	19.6	29.4	第1速時

表3.2.2 シャフトの回転次数

カウンタシャフト	メインシャフト	
0.66 (機関1回転に対して)	1	直結
	0.71	第3速
	0.46	第2速
	0.27	第1速

データ採取は次の3段階にわたって行った。

- i) ギヤ正常時： まず第1段階として、正常なギヤを用いて音響・振動を上述の各々3個所から計測した。計測条件は、ギヤの噛合状態として ①第4速直結（各ギヤはトルクを伝達せずから回りの状態）、②第3速、③第2速、の3種、及びクラッチを断った状態（即ちギヤは回転せず）の計4種類である。なお、機関回転数 2000 rpm、ダイナモ吸収トルクは 2～3 Kgmとした。

上記の第1段階のデータを周波数分析した結果、機関運転状態でのトランスマッション付近の音響・振動からギヤに由来する信号が検出できる事が確認された。一例として図3.2.5にギヤ噛合が第2速の時の加速度 \ddot{X} による振動のパワースペクトルを示す。この図で顕著な周波数成分 14次、21次、28次、42次は第2速時のトルク伝達歯車の噛合周波数の基本波及びその2次成分である。又、どの位置（方向）から音響・振動を探取するのが適当かという問題については、音響に関してはマイク (R) 、振動に関しては加速度計 (\ddot{X}) 及び (Y) が適当であろうとの見通しを得た。音響・振動ともに上方向即ちマイク (T) 、加速度計 (Z) の信号は、機関本体の爆発による振動のレベルが相対的に大きく現われ、ギヤの噛合音及び振動を把えるには不適当と思われた。図3.2.6にギヤ噛合第3速時の3方向からの音響のパワースペクトル、図3.2.7に同条件時の3方向の振動のパワースペクトルを示す。

- ii) ギヤ異常時その(I)： 異常の一例として、第2速時にトルクを伝達する歯車（図3.2.3の[C]）の21枚の歯のうち1歯の歯面の一部を深さ約 0.5 mm えぐりとった（図3.2.8 写真）。そして第1段階の結果、有効と思われた位置（マイク (R) 、加速度計 (\ddot{X}) と (Y) ）から音響、振動を計測した。
- iii) ギヤ異常時その(II)： 上述の異常その(I)において傷をつけた同じ歯車の21枚の歯のうち、今度は同じ傷を3歯ごとに計7個所につけ、音響・振動を計測した。

2.3 実験結果及び考察

まず図3.2.9～3.2.11に、ギヤ正常、第4速直結時、及びクラッチ断時における音響（マイク (R) による）、振動（加速度計 (\ddot{X}) 、 (Y) による）のパワースペクトルを示す。クラッチ断の際はギヤは回転しておらず、この時の音響・振動成分は機関本体の音響・振動が伝達されていると考えられる。パワースペクトルを見ると直結時とクラッチ断時とでは、直結時に全体のパワーが若干あがるだけでパターンとしてほとんど差異がない。つまり直結時には歯車の噛合い音・振動は検出されていない。直結では各歯車は噛合って回転はしているが、トルクを伝達しておらずから回りで、これによる音響・振動のレベルは低く機関自体の音響・振動にうもれてしまうためであろう。

続いて図3.2.12～3.2.14にギヤ第3速時における音響（マイク (R) ）、振動（加速度計 (\ddot{X}) 、 (Y) ）のパワースペクトルを示す。図中下から正常時、異常その(I)、異常その(II)である。まず音響（図3.2.12）について、いずれのパワースペクトルも19次、38次、42次など第3速時にトルクを伝達する歯車の噛合の基本波或いはその2倍波のピークが明瞭に現われているが、正常時と異常時の差はほとんど認められない。振動（図3.2.13、3.2.14）についても同様に19次、21次、38次、42次などの噛合周波数成分が顕著に認められるが、正常時と異常時の差はほとんどなく、ただ図3.2.14の異常その(II)のパターンが 50～60 次付近でレベルが若干上がっている程度である（図中○印）。正常時と異常時とで差がないのは傷をつけた歯車が第3速ではトルク伝達に関与していないためと思われる。

次に図3.2.15～3.2.17にギヤ第2速時のパワースペクトルを示す。まず図3.2.15の音響のパワースペクトルをみる。正常時に目立つ成分として、第2速時のトルク伝達歯車の噛合周波数の基本波及びその2倍波が認められる。14次、21次、42次などである。次に異常その(I)のパターンと比較すると、異常その(I)では回転の1次付近、及び6次付近の低周波域でレベルが 10 dB 程度上昇している。それ以外に特徴的なピークは正常時とほぼ同じである。異常その(I)は、第2速時のトルク伝達歯車の1歯に傷をつけたわけで、その影響として現われる可能性のある基本周波数成分は、この歯車1回転、即ちカウンタシャフト1回転の周期であり、これは機関回転の 0.66 次である。従って低周波域で音圧レベルが上昇した理由は、これによるとも考えられるが、振動のスペクトルではその様な傾向が見い出せ

ないので、この低周波域のレベル上昇が眞に異常によるかは断定できない。次に異常その(II)では噛合周波数に加えて、9.2次、18.4次に鋭いピークが現われる。異常その(II)は、3歯ごとに計7個所に傷をつけてあるので、カウンタシャフト1回転あたり7回傷のついた歯面が噛合うわけで、機関回転の4.6次がその基本周波数である。いまピークとして現われている9.2次、18.4次はその2倍次、及び4倍次の成分と考えられる。図3.2.16、3.2.17の振動パワースペクトルでも噛合周波数以外で異常その(II)においてやはり9.2次、18.4次の成分が顕著に認められる。さらに加速度計(Y)の方では異常その(II)のスペクトルで30次～60次において全体的なパターンに若干の差が認められる(図中○印)。異常その(I)については、正常時との差はほとんどない。

2.4 まとめ

以上の結果をまとめると

- 1) 音響・振動いずれについても適当な位置で採取すれば、周波数分析により減速歯車に由来する噛合周波数成分が明瞭なピークとして観測できる。
- 2) 但しトルクを伝達しない状態での噛合音、振動はパワーが低く機関本体の音響・振動にうもれて検出困難である。
- 3) 異常歯車の音響・振動に関しては、歯形の不良が特定の周波数成分として現われ得るという見通しを得た。従って爆発、或いは噛合周波数以外で、正常時には現われない特定の周波数成分を検出する事で歯形不良の診断ができる可能性がある。

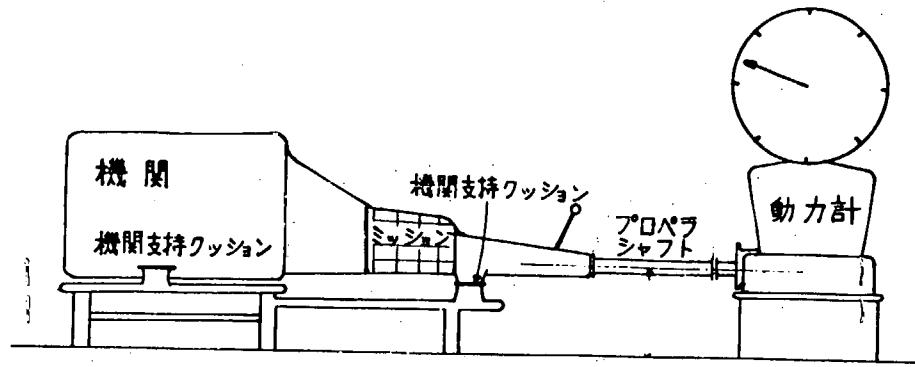


図 3.2.1 機 関 設 置 状 態

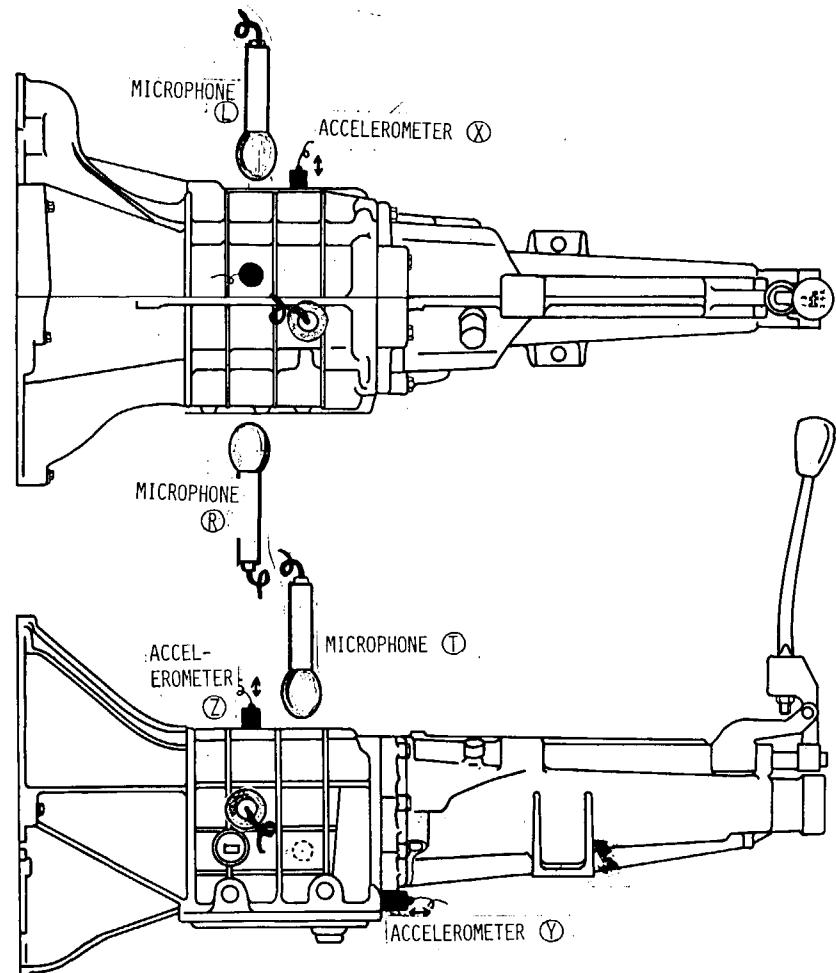


図 3.2.2 トランスマッショ n外観、加速度計、マイク取りつけ位置

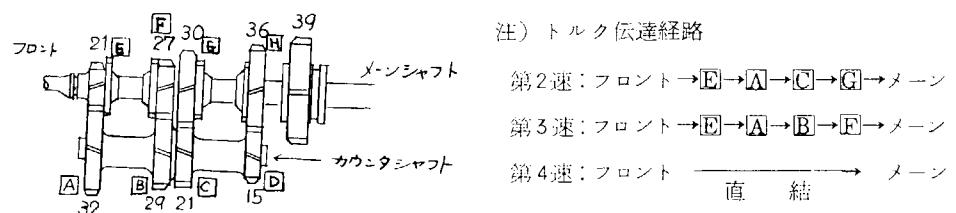


図 3.2.3 トランスマッショ nギヤの噛合状態及び歯数

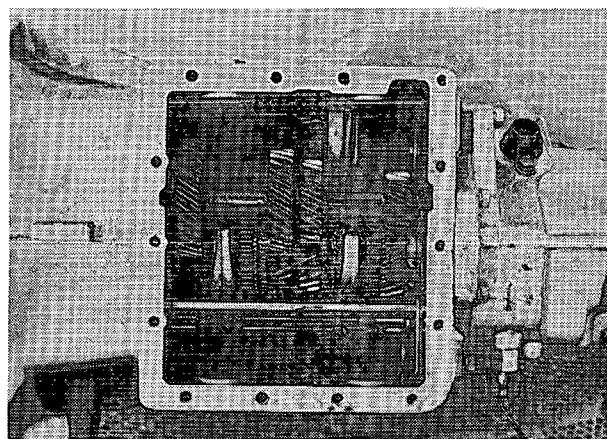


図 3.2.4 トランミッショングヤ

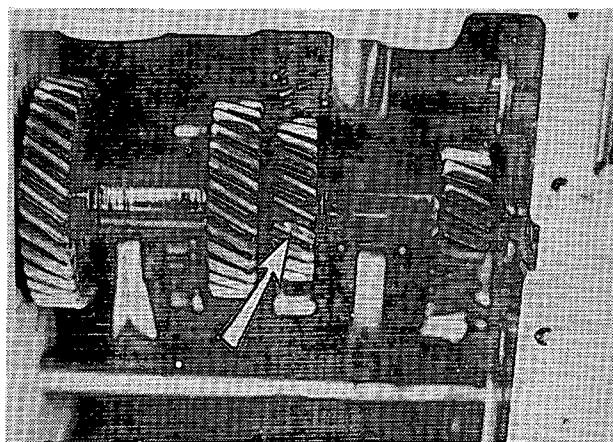


図 3.2.8 傷をつけた歯(矢印)

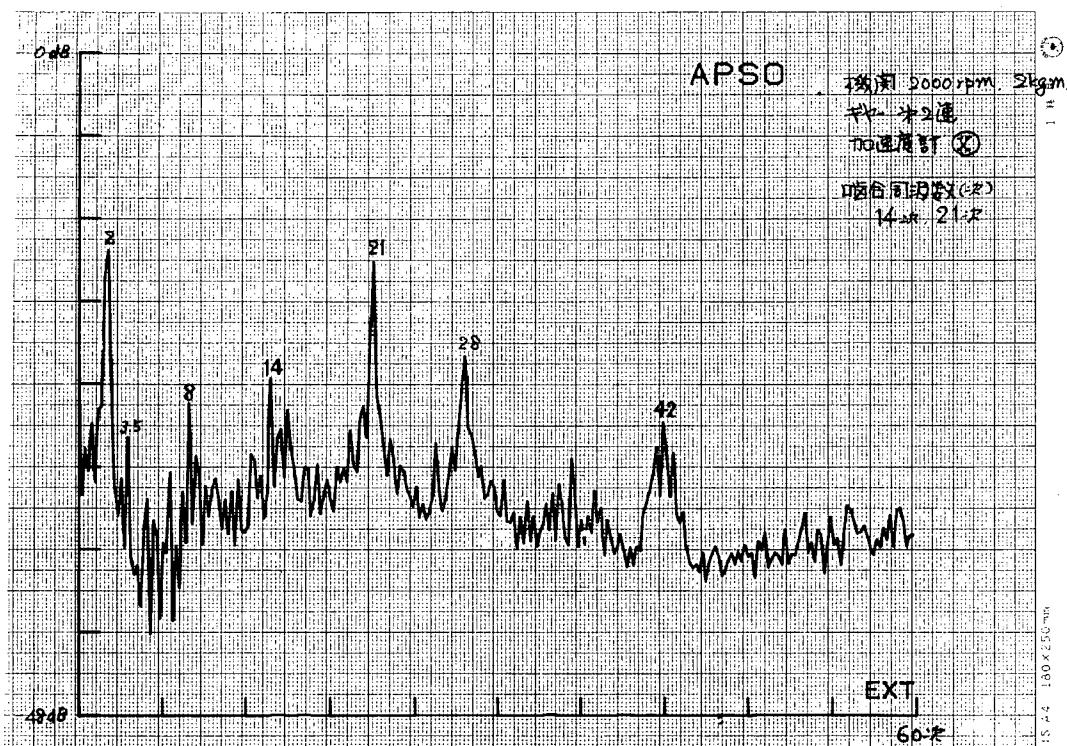


図 3.2.5 振動パワースペクトル(歯車啮合振動)

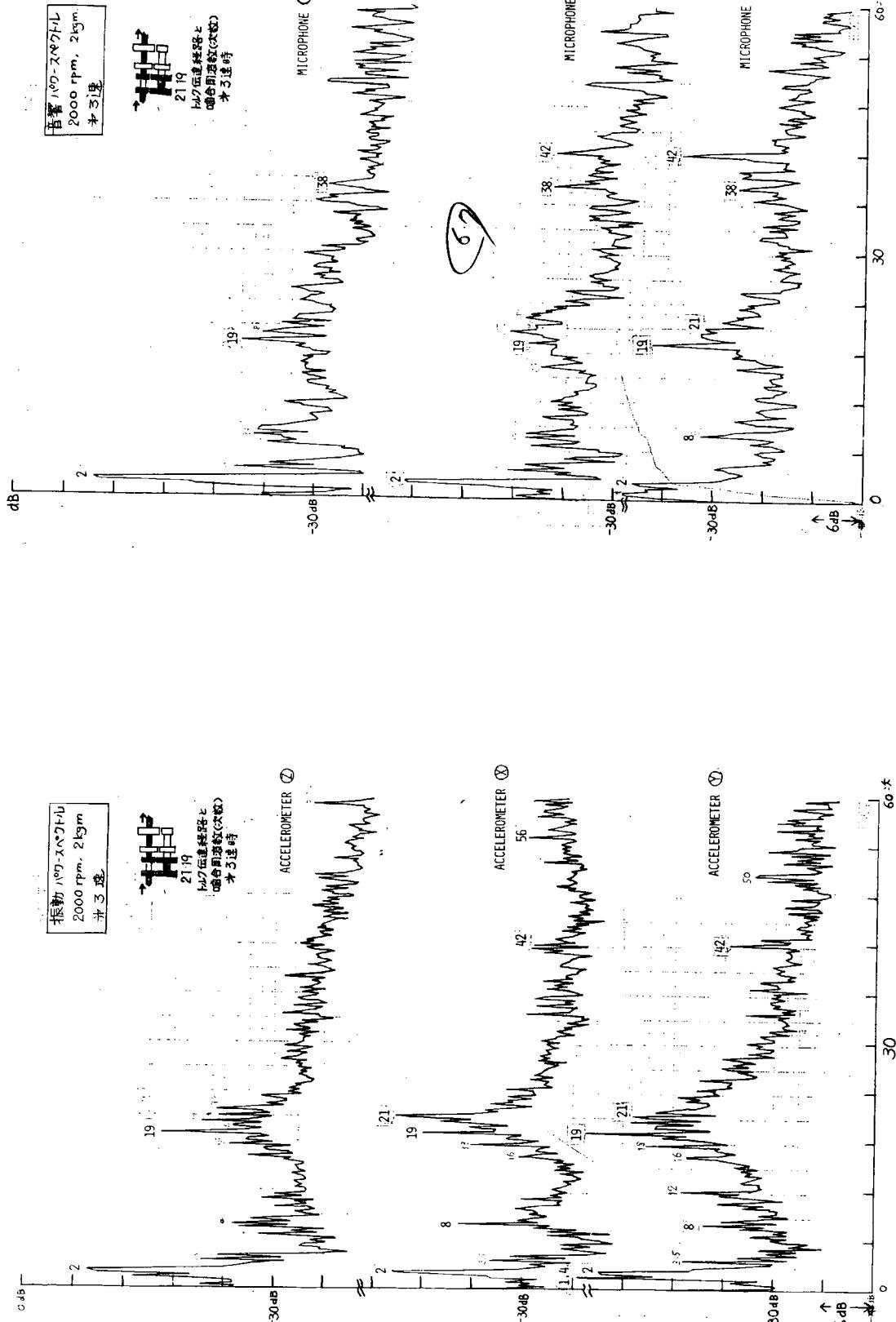


図 3.2.6 マイク①, ②, ③による音響パワースペクトル(第3速時)

図 3.2.7 加速度計④, ⑤, ⑥による振動パワースペクトル(第3速時)

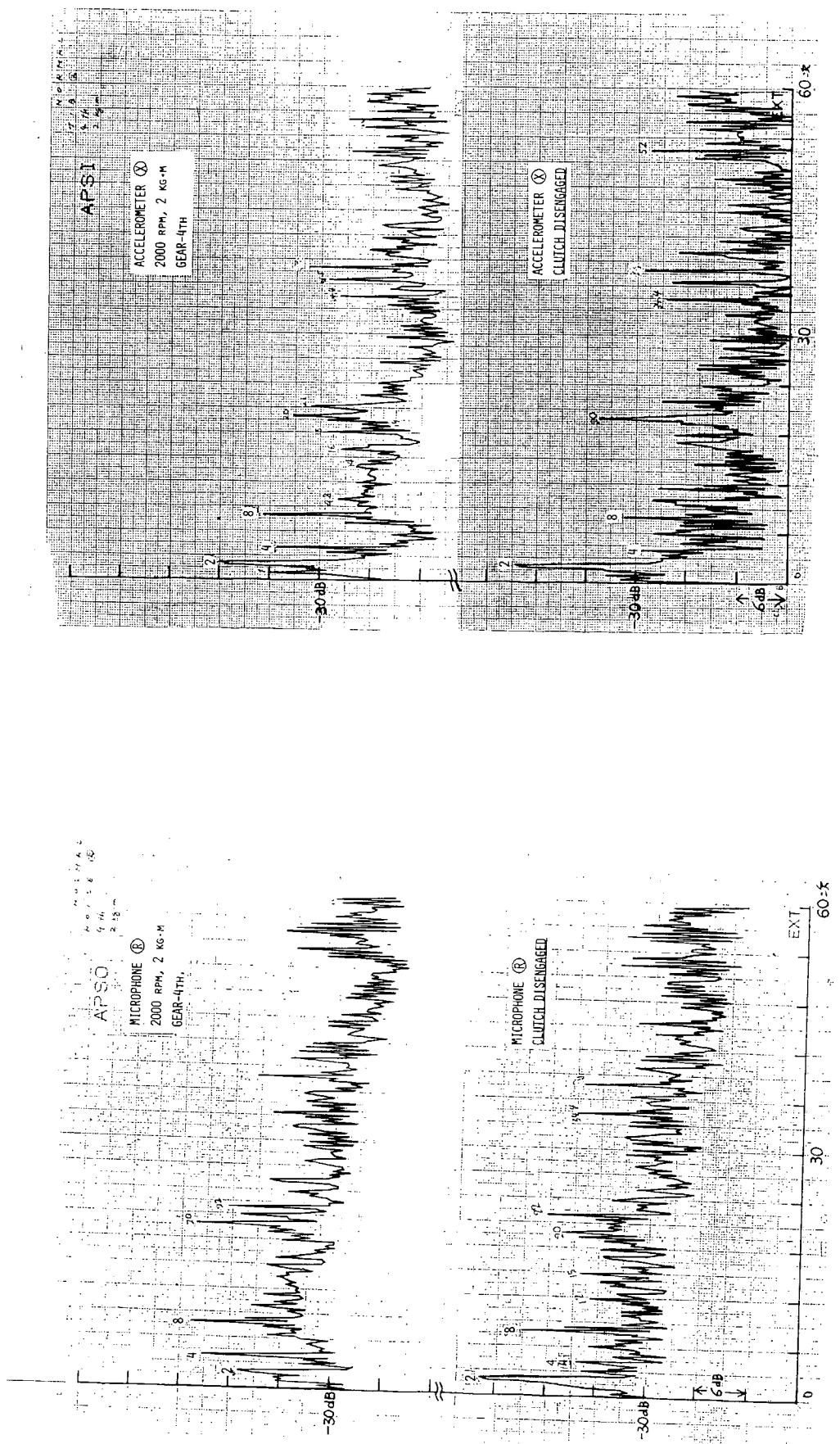


図 3.2.9 音響パワースペクトル(直結時とクラッチ断時)

図 3.2.10 振動パワースペクトル(直結時とクラッチ断時)

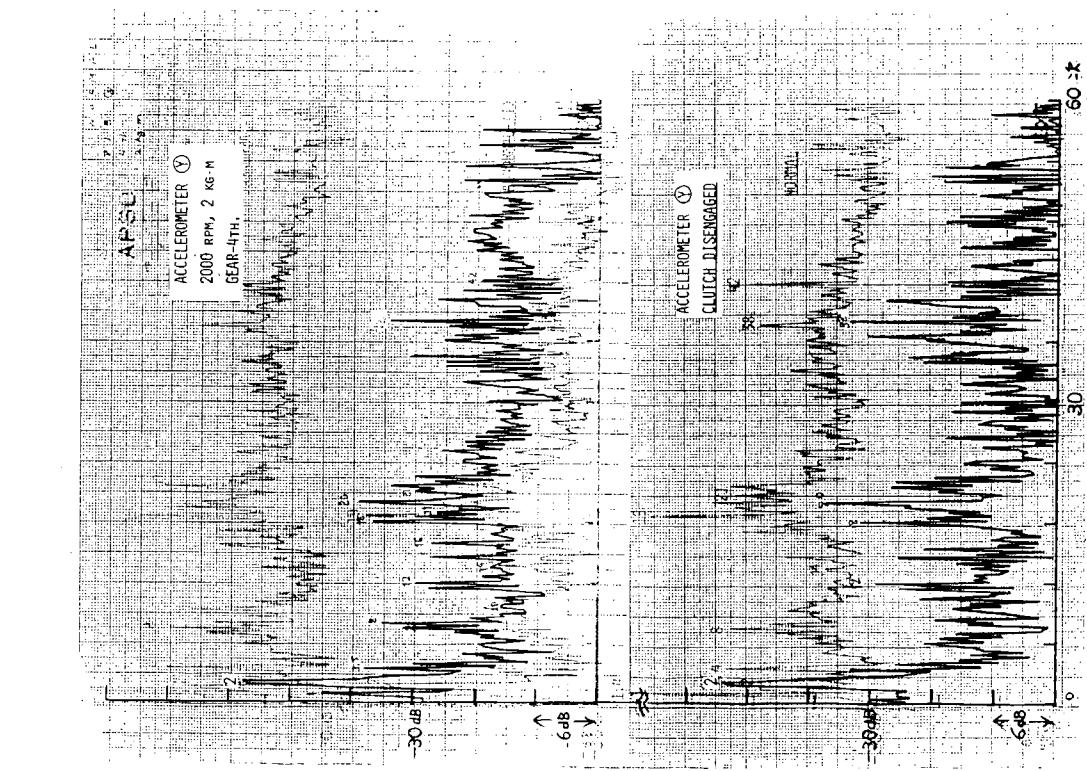


図3.2.11 振動パワースペクトル（直結時とクラッシュ時）

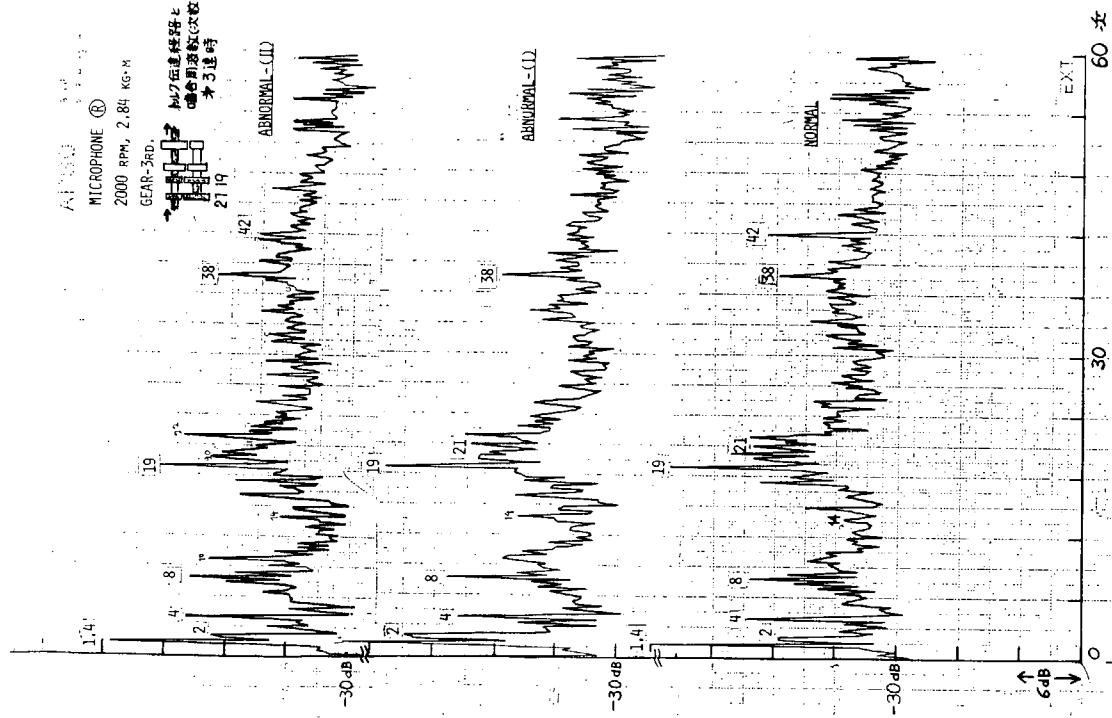


図3.2.12 異常時の音響パワースペクトル（第3速時）

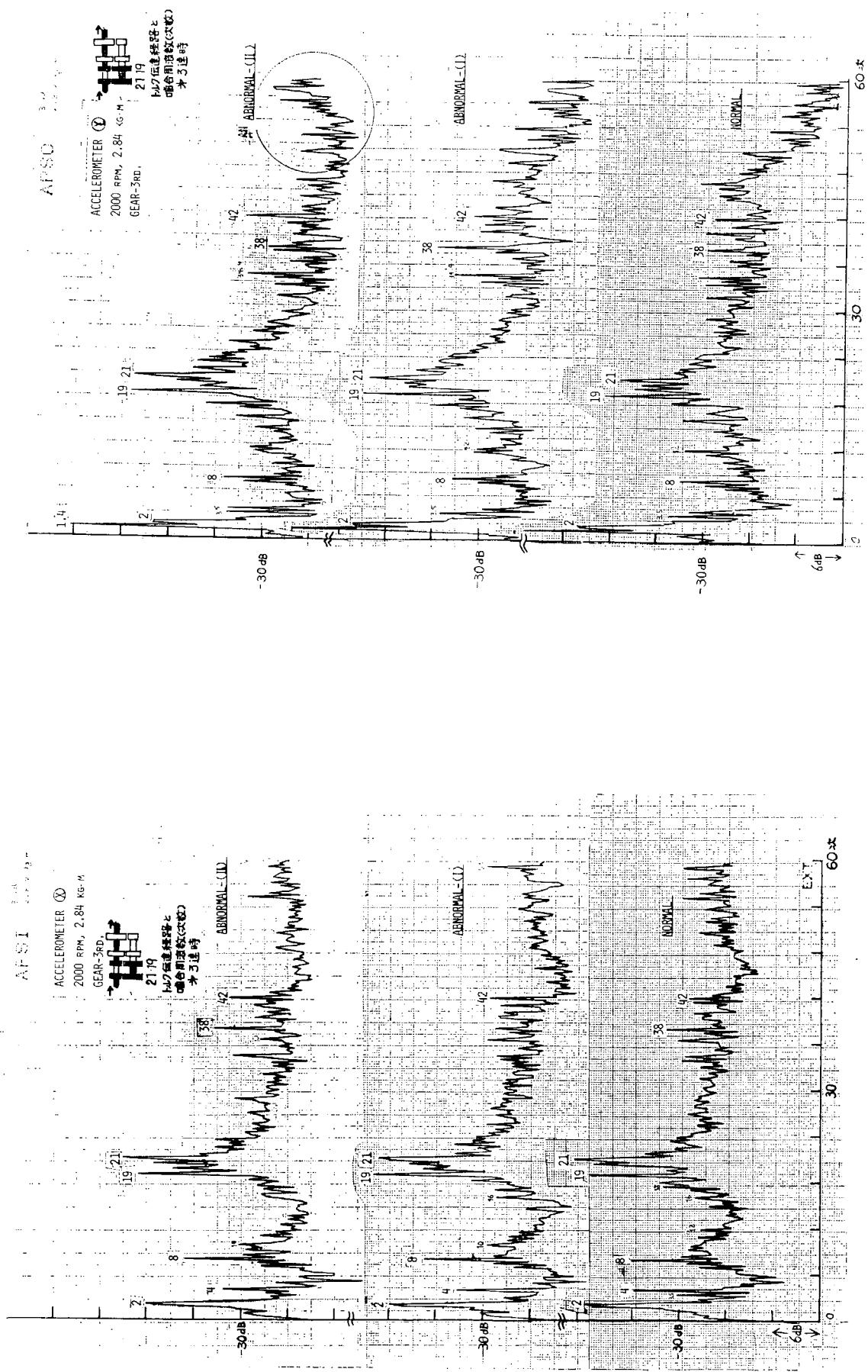


図3.2.13、異常時の振動パワースペクトル(第3速時)

図3.2.14、異常時の振動パワースペクトル(第3速時)

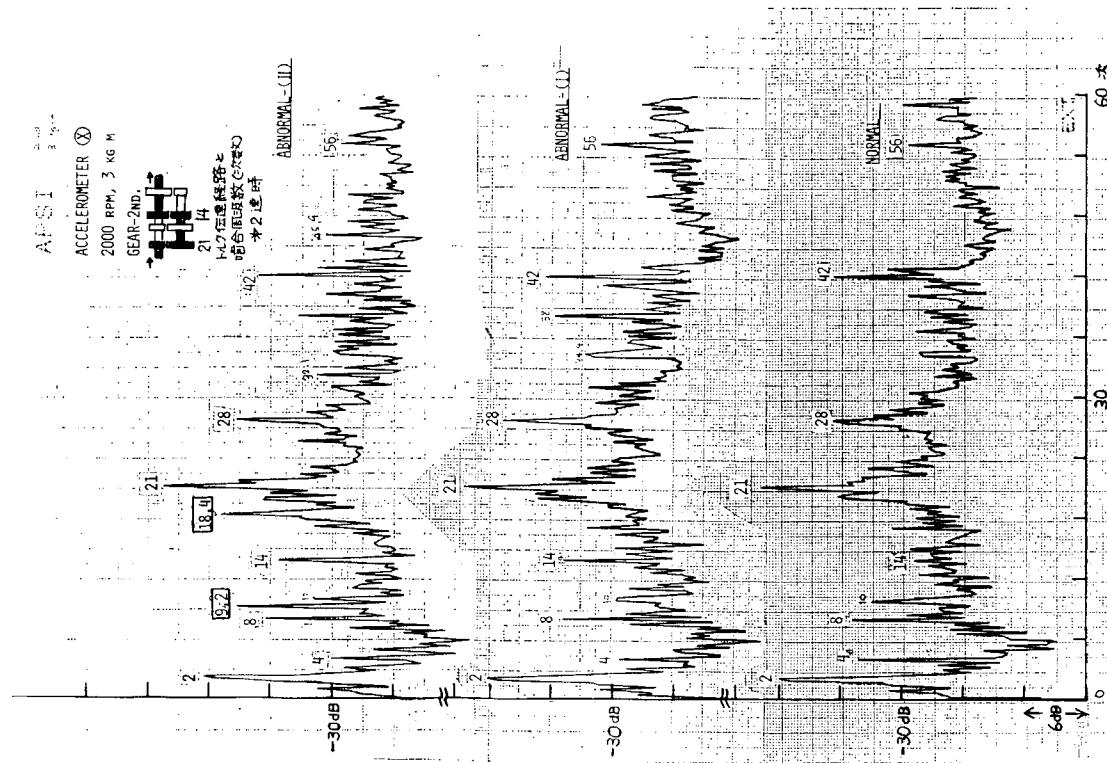
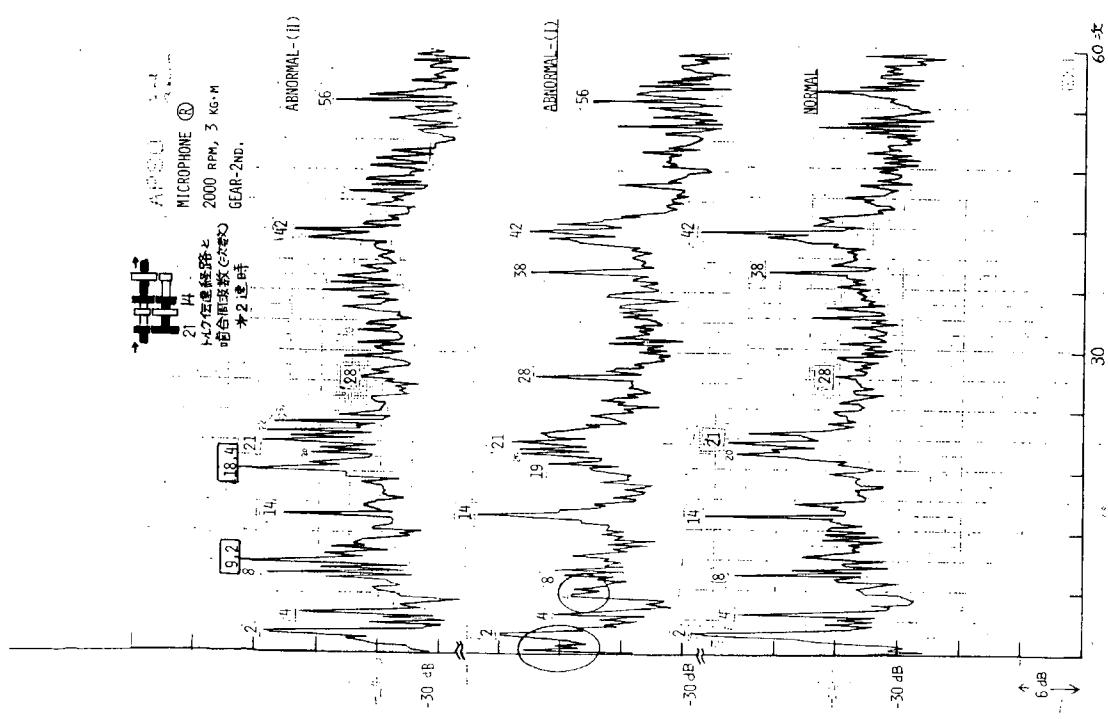


図 3.2.15 標準時の音響パワースペクトル(第2速時)

図 3.2.16 異常時の音響パワースペクトル(第2速時)

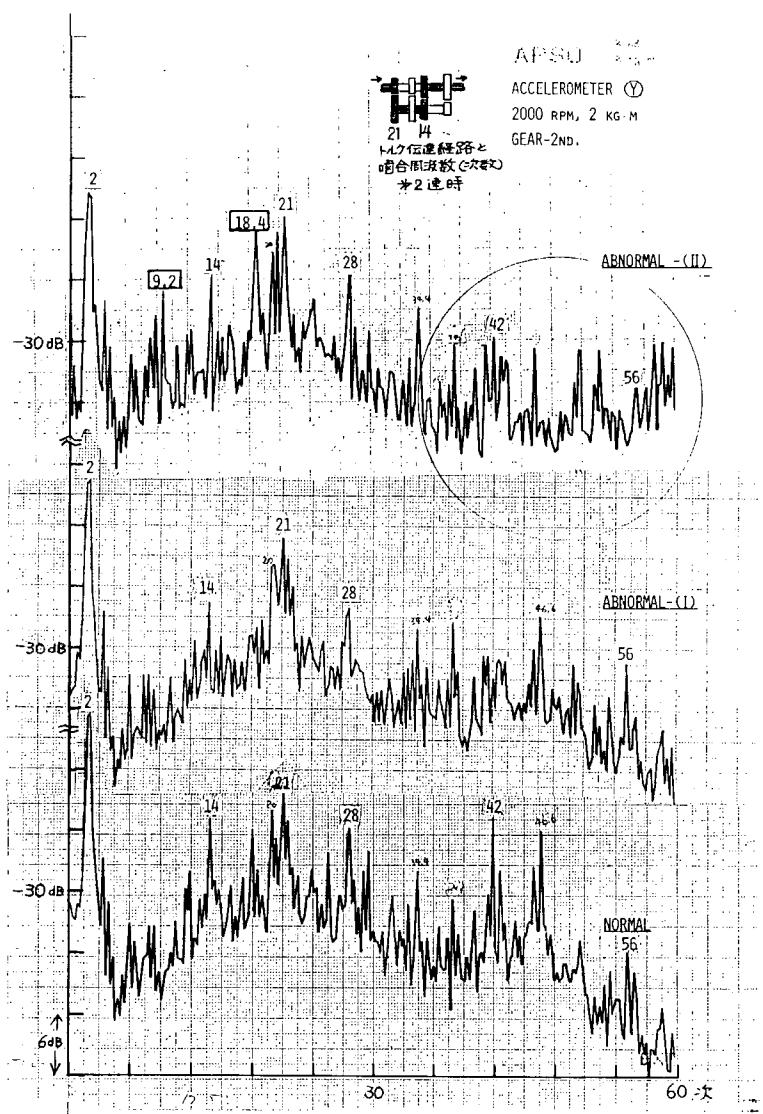


図 3.2.17 異常時の振動パワースペクトル（第2速時）

第4章 吸気弁の圧縮もれ、排気弁の吹抜けの研究

1. 模型における吹抜け音の解析

1.1 まえがき

ディーゼル機関の異常のうち排気弁または弁座の損傷による燃焼ガスまたは圧縮空気の吹抜けは発生の頻度も比較的高いが、現状ではその異常の発見は、機関運転中においては排気温度の変化から推定する程度で有効な方法がない。また排気温度に変化が起り異常を発見できたとしてもその段階では損傷はひどく進行しており、異常を軽微な時点で発見するには機関を頻繁に解放し点検する以外にないのが実情である。

本研究では当異常を機関運転中にできるだけ速やかに発見する方法として、排気弁損傷部からのガス噴出音に着目して、その検出方法を検討することを目的とする。本報ではその第一段階として行った、狭い隙間からのガス噴出音の一般的な性質の調査結果及び小型ディーゼル機関の排気系を利用した排気弁吹抜け模擬実験について述べる。

1.2 狹い隙間からのガス噴出音の性質

狭い隙間（以下ノズルと呼称する）から噴出するガスの発生音の一般的な性質を把握するためノズルの形状、噴出するガスの圧力を変えて発生音の調査をした。以下にその実験方法並びに実験結果について述べる。

1.2.1 実験装置及び実験方法

使用した実験装置を図4.1.1に示す。また実験に用いたノズル1の形状及び寸法は図4.1.2に示す。

実験は、容器2.(46ℓ)に、ある設定した圧力になるまで圧縮空気を充填し、コック3を開いてノズルから大気中に圧縮空気を噴出させ、マイクロホン4によりその時の発生音を採取してスペクトルアナライザによって周波数分析を行った。容器5.内圧力は差圧式圧力変換器6.にて測定しノズル入口圧力とした。

使用したマイクロホンはBrüel & Kjær社製コンデンサーマイクロホンType 4136及びType 4138で各々の性能は図4.1.3、図4.1.4に示す。またスペクトルアナライザはFederal Scientific Co. 製UA500リアルタイムスペクトラムアナライザを使用し、以下に示される分析結果はすべて128個の平均値で示してある。

1.2.2 ガス噴出音採取位置

まず、実験に先立ちガス噴出音の採取位置を決定するために、マイクロホンとノズル出口までの距離を変えてデータを採取し周波数分析を行った。

図4.1.5はマイクロホンの取付位置、図4.1.6、図4.1.7は周波数分析結果である。図4.1.6、図4.1.7いずれの場合においてもスペクトル分布のパターンにはほとんど変化がなく、また特殊なピークも存在せず、単に音圧レベルが距離の2乗に逆比例しているだけである。この場合マイクロホン振動面はすべてノズル出口に向いている。

次にマイクロホンの向きによるスペクトルの変化を見るため図4.1.5のM4'の位置にてマイクロホンを図4.1.8に示すA,B,C,3方向に向けて計測した。その結果を図4.1.9、図4.1.10に示す。いずれにおいても20KHz以下ではA,B,Cほとんど差がないが、それ以上の高周波域ではA,B,Cの順にレベルが大きくなっている。これはノズルからのガス噴出音のうち高周波の音は主にノズル出口近辺で発生し、低周波の音はノズルから離れた位置で主に発生すること¹⁾、及び高周波になる程音波の指向性が強くなるためである。

以上の結果から、本実験においてはマイクロホンの取付位置で特に問題となる点は見当らなかったので、以下の実験においてはすべてM2'の位置でA方向すなわちノズル出口にマイクロホン振動面を向けて実験を行った。

1.2.3 実験結果及び考察

(1) ガス噴出音のスペクトル

図4.1.11～図4.1.20に前述の要領で実験したガス噴出音のスペクトル分析結果を示す。各々の計測条件は表4.

1.1に示す通りであり、図中にも適宜その値を示してある。

表 4.1.1 計測条件

図番	使用ノズル	使用マイクロホン	容器内圧力(単位 Kg/cm ² ゲージ圧)						
4.1.1.1	丸形 0.5 φ	Type 4136	20.5	10.9	5.9				
4.1.1.2	" 1.2 φ	"	20.4	11.0	5.8	2.1	1.0		
4.1.1.3	" 1.6 φ	"	20.5	10.6	5.6	2.0	1.2		
4.1.1.4	" 2.0 φ	"	20.3	10.6	5.6	2.0	1.0		
4.1.1.5	矩形 0.15×1.9	"	49.7	20.7	10.6	5.8			
4.1.1.6	0.3 × 3.1	"	48.1	20.4	10.6	5.7	2.2		
4.1.1.7	0.3 × 6.2	"	49.0	20.4	10.8	5.8	3.0	1.2	
4.1.1.8	0.45 × 5.0	"	48.8	20.6	11.0	6.0	2.0	1.0	
4.1.1.9	丸形 1.2 φ	Type 4138	96.3	49.7	40.4	30.3	20.7	10.6	5.9 4.3
4.1.1.20	矩形 0.3 × 3.1	"	94.6	80.7	61.6	50.9	41.3	30.7	20.7

注) 圧力表示のない一番下のスペクトルは測定系ノイズレベル

これらの図よりわからることは、いずれの測定条件においても一般的にはスペクトルに特徴がなくほぼ平坦な特性を有し、同一ノズルでは容器内圧力にほぼ比例して全周波数域の音圧が増大する。すなわちスペクトル分布の形が変化せず、全周波数に亘ってレベルが平行移動するだけであり、またノズルの形や大きさにも関係なくスペクトル分布のパターンは同じであることが判明した。

また、マイクロホンや分析器の性能限界で周波数の上限は100KHzに抑えられたが、相当高周波域までパワーが存在しているのは、物体の機械的振動により発生する音とは性質が異なる。

図4.1.1.9に見られる様に容器内圧力5Kg/cm²近辺でのみ発生している鋭いピークは唯一の特徴であるが、このピークについては後に述べる。

(2) ガス噴出による音響出力

(1)項の結果より容器内圧力、ノズル形状が違ってもスペクトル分布のパターンはほぼ同じであることが分った。従ってガス噴出による全音響出力は任意の周波数の音響出力に比例していると見て差支えないので、(1)項の結果を使って、ガス噴出による全音響出力を $\rho_s^2 \cdot A / \rho_0$ で整理すると図4.1.2.1、図4.1.2.2となる。ここに ρ_s はノズル出口におけるガス密度、Aはノズル断面積、 ρ_0 は大気密度である。また縦軸は、絶対値は不明であるので便宜上、測定点における35KHzの音圧レベルが110dBの時の全音響出力を0dBとして表示している。

図中、破線は今回使用したマイクロホンのダイナミックレンジ下限であり、破線以下および破線近辺の値は信頼性が薄い。

図よりわからることは、ノズルの形が丸形でも矩形でも、また大きさが違ってもほぼ同じ傾向を示し、当実験においてもガス噴出による全音響出力は Lighthill パラメータ $\rho_0 u^8 a_0^{-5} \cdot A$ (ジェットの密度 ρ_s が大気密度 ρ_0 と異なる時は $\rho_s^2 \rho_0^{-1} u^8 a_0^{-5} A^2$) で整理できることが分る。(当実験においては、ノズル出口速度 u はすべて音速 a_0 に等しいので $u^8 a_0^{-5}$ は省略した。)

(3) 容器内圧力5Kg/cm²近辺で発生するピーク

(1)項で述べた容器内圧力5Kg/cm²近辺で発生する鋭いピークの性質を調べるために容器内圧力を10Kg/cm²から約1Kg/cm²ピッチで減少させ、(1)項と同様な分析をした結果を図4.1.2.3～図4.1.2.6に示す。図に示されたピークはどのノズルにおいても容器内圧力がある値になると突然発生し、圧力を下げてゆくにつれそのピークは高周波数側へ移動する。

この現象は A. Powell³⁾ や Andrew G. Hammitt⁴⁾ によって研究されており「ジェットスクリーチ」と呼ばれる。そしてこの現象を、ノズルの中の乱れが衝撃波を通過すると音波を発生するが、衝撃波のパターンが適当なパターンであれば、その音波がノズル出口まで伝播して来た時、ノズル出口の乱れと同位相となって共鳴現象が生じたものと説明している。

また A. Powell はこの共鳴周波数をノズル前圧と音速及びノズルの寸法の関数として次の式を提示している。

(1) 2次元平面ジェットの場合

$$f = \frac{1}{5(R - Re)^{1/2}} \left(\frac{c}{d} \right)$$

(2) 軸対称(円形)ジェットの場合

$$f = \frac{1}{3(R - Re)^{1/2}} \left(\frac{c}{d} \right)$$

ここで $R = P_0/P_a$, $Re = P_c/P_a$ で P_0 はノズル前圧, P_c はノズル出口でジェットの速度が音速となるようなノズル前圧, P_a は大気圧である。また c はジェットをとり巻く大気中の音速で, d は2次元平面ジェットの場合ジェットの厚さ, 軸対称ジェットの場合はジェットの直径である。

また軸対称ジェットの場合, 上記(2)で表わされる音波(超音波も含む)はジェット軸方向に主に放出され, ジェット軸に垂直な方向へは(2)で表わされる基本周波数の2次高調波が放出される。

そこで本実験で使用したノズルのうち, 矩形ノズルは(1)式を適用し, 丸形ノズルはマイクロホンの取付位置から(2)式の2次高調波を用いて図4.1.23～図4.1.26に示されたピークを整理すると図4.1.27の様になる。図中・×等は実測値であり実線は上式を用いた計算値である。

図を見て分るようにいずれの条件においても計算値と実測値がよく一致している。

1.2.4 まとめ

以上の実験より得られた結果を列記すると下記の様である。

- (1) ガス噴出音のスペクトルは、特徴的ピークのないほほなめらかな連続スペクトルであり、そのパターンはノズル前圧、ノズルの形・大きさに關係なくほぼ同じである。
- (2) ガス噴出音は物体の機械的振動により発生する音とは違って相当高周波数域にまでパワーを持つ。
- (3) ガス噴出音の全音響出力はノズルの形状にも關係なく Lighthill パラメータで整理できる。
- (4) ノズル前圧が適当な値になると「ジェットスクリーチ」を生じ、その周波数は A. Powell の式によく一致する。

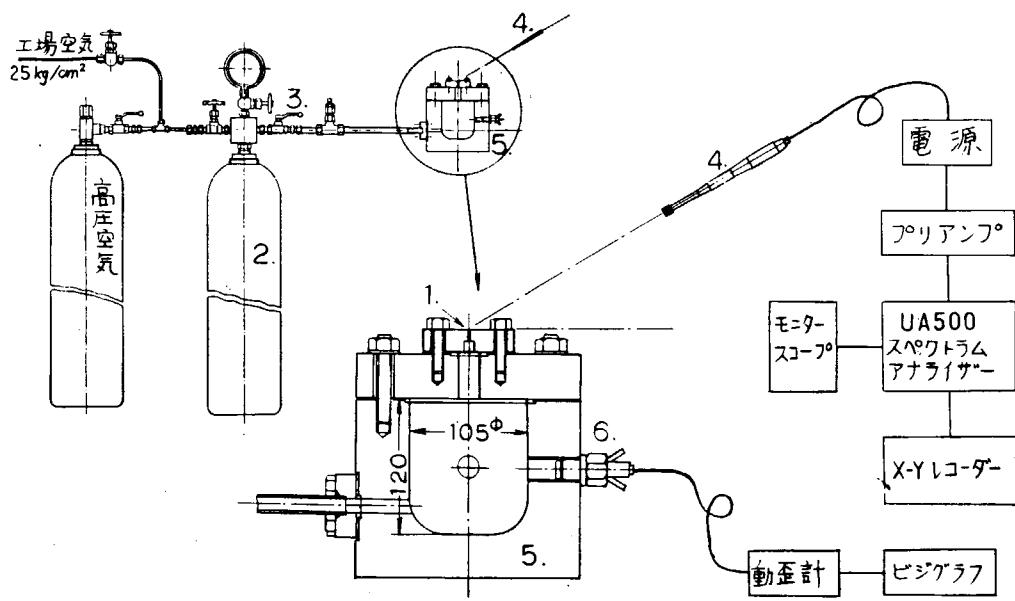
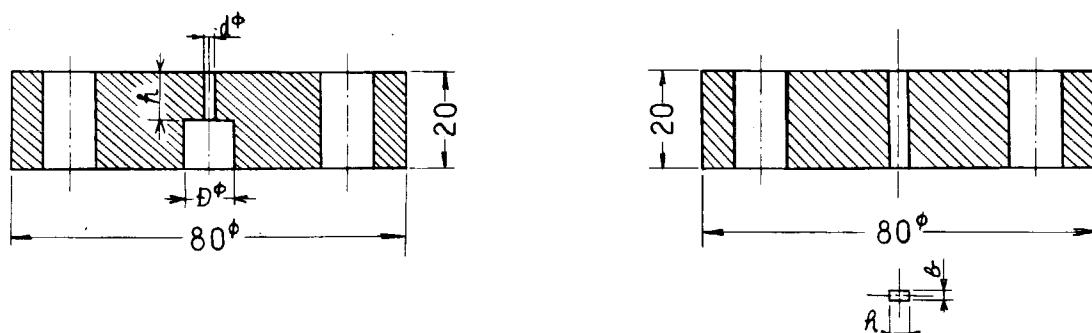


図4.1.1 基礎実験 実験装置



(単位 mm)			
符号	d	D	h
1	0.5	5	5
2	1.2	10	10
3	1.6	15	15
4	2.0	20	20

丸形ノズル

(単位 mm)		
符号	G	h
1	0.15	1.9
2	0.3	3.1
3	0.3	6.2
4	0.45	5.0

矩形ノズル

図4.1.2 ノズルの形状・寸法

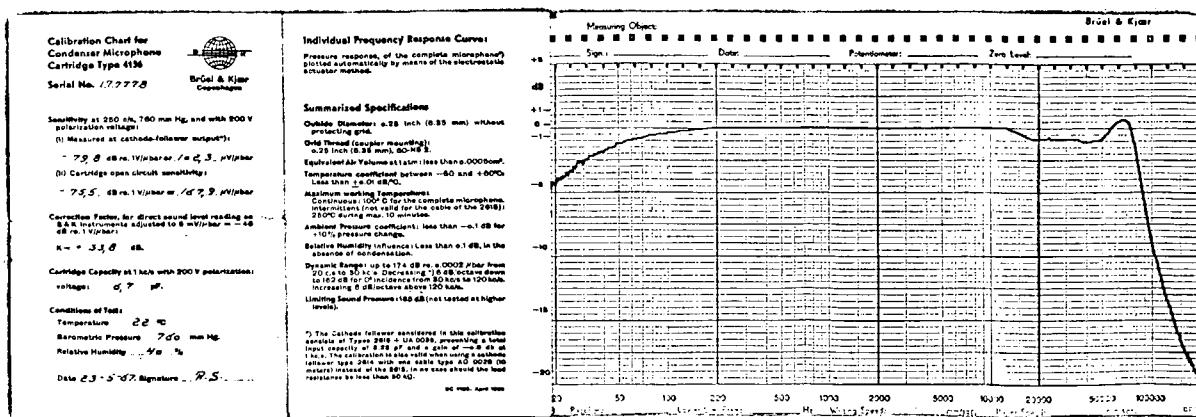


図 4.1.3 Type 4136

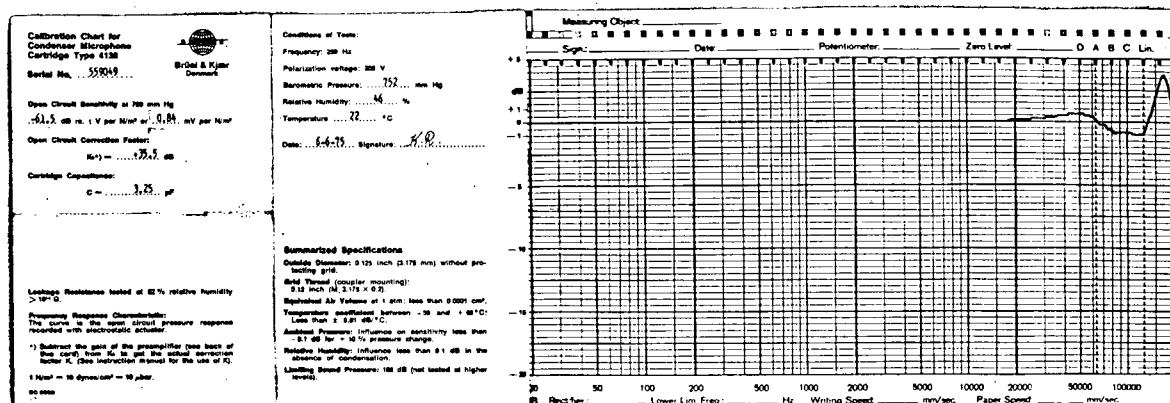


図 4.1.4 Type 4138

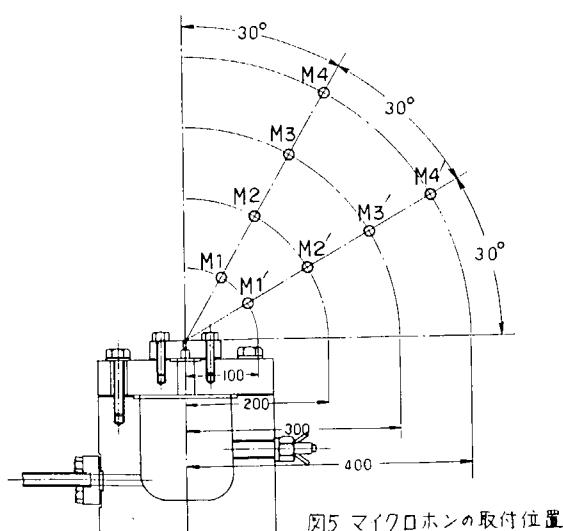


図4.1.5 マイクロホンの取付位置

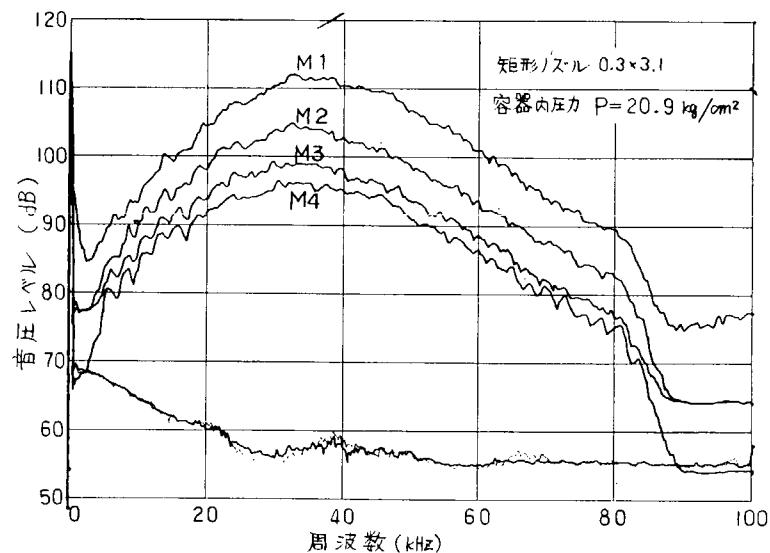


図 4.1.6 マイクロホンの取付位置による音圧レベルの変化

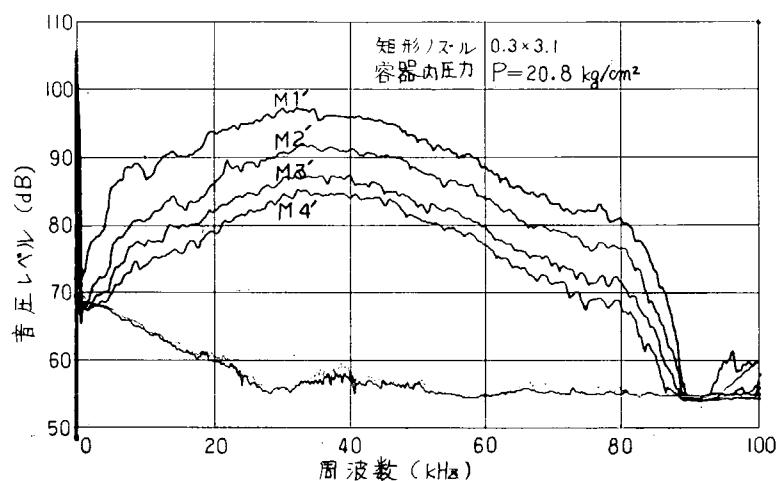


図 4.1.7 マイクロホンの取付位置による音圧レベルの変化

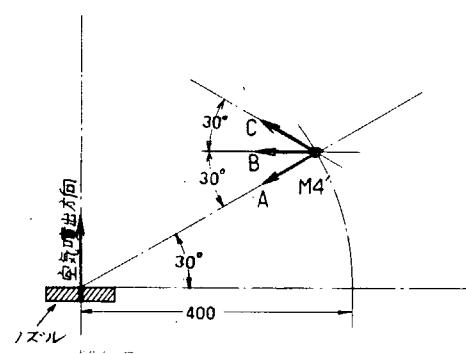
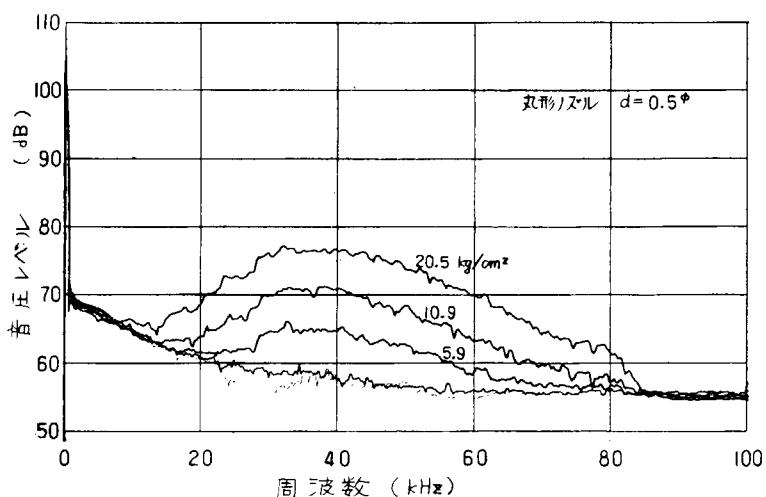
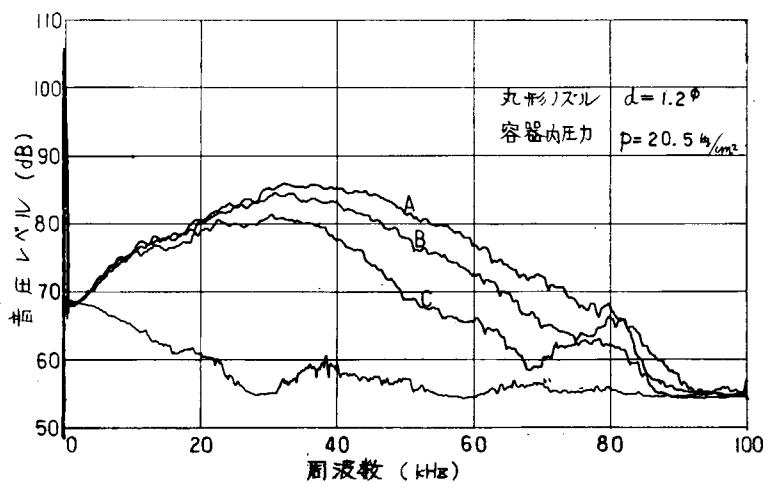
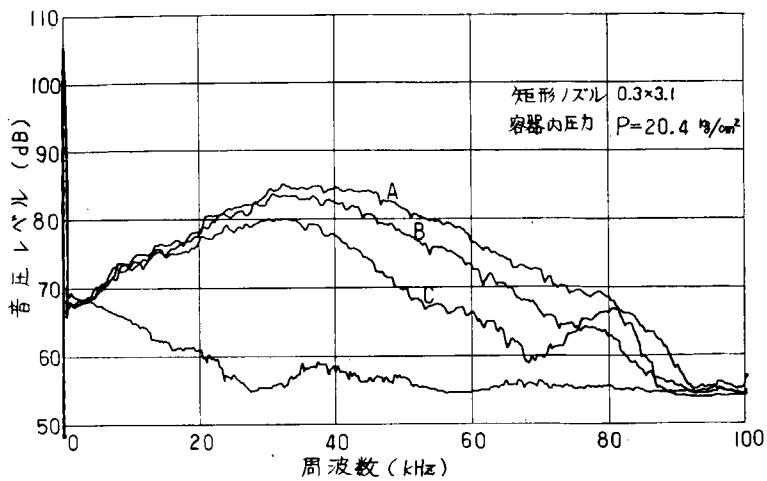


図 4.1.8 マイクロホンの向き



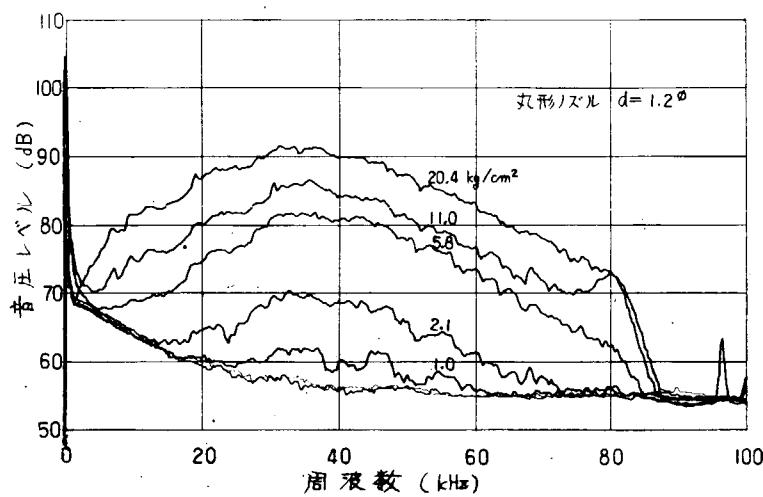


図4.1.12 ガス噴出音のスペクトル

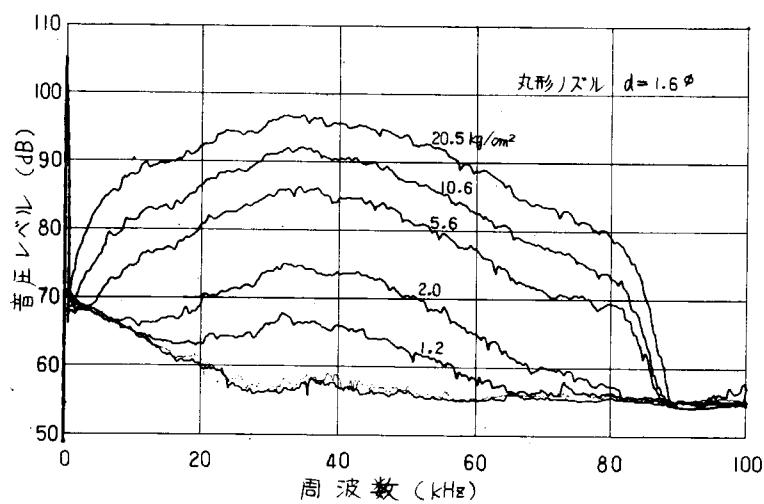


図4.1.13 ガス噴出音のスペクトル

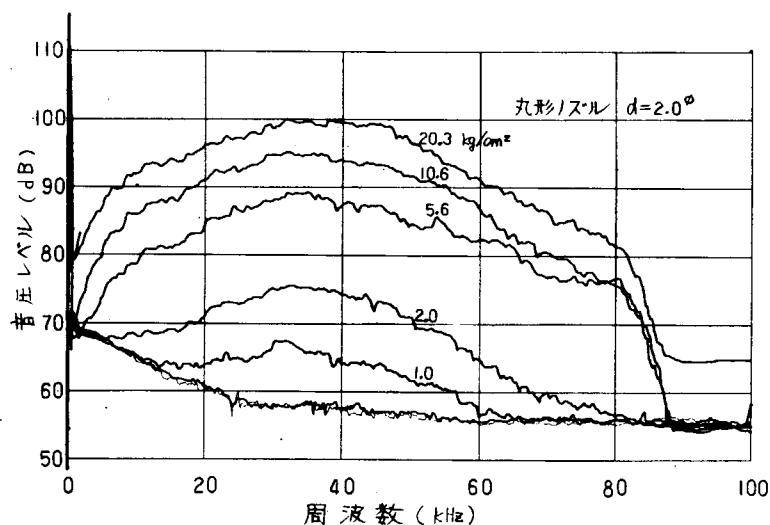


図4.1.14 ガス噴出音のスペクトル

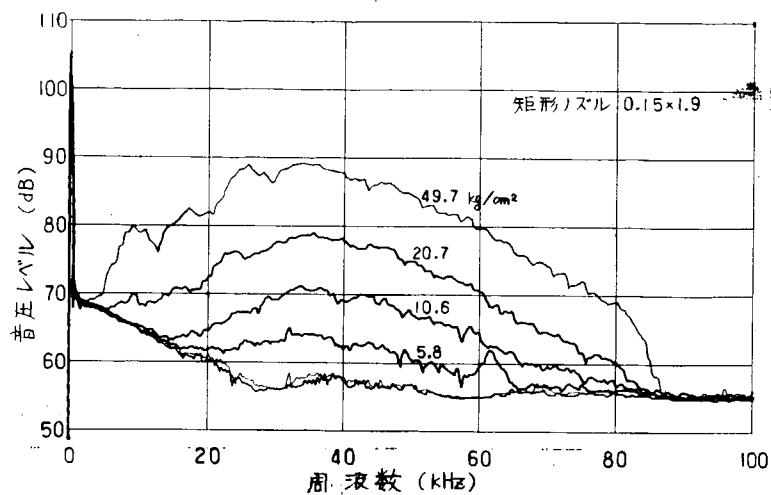


図 4.1.15 ガス噴出音のスペクトル

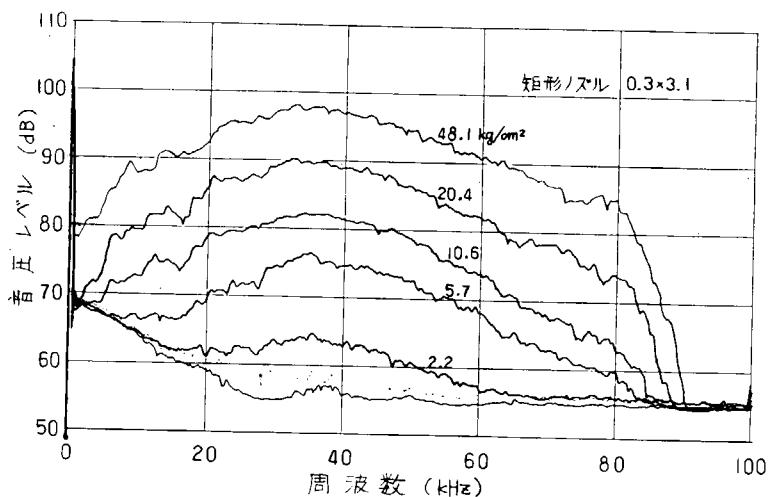


図 4.1.16 ガス噴出音のスペクトル

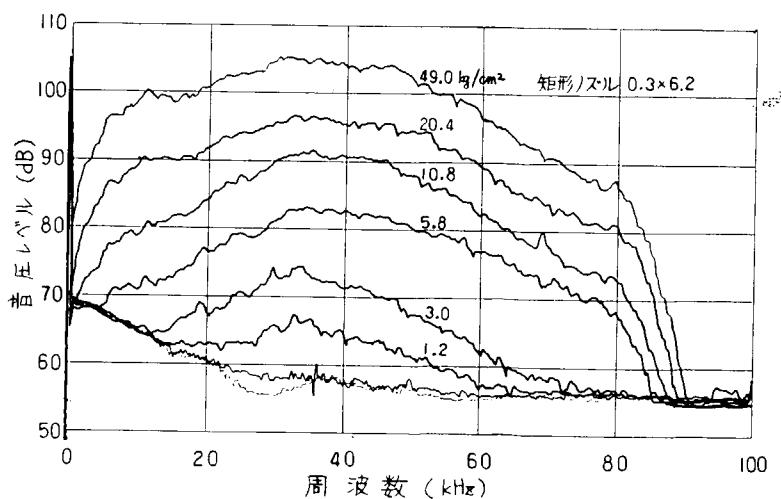


図 4.1.17 ガス噴出音のスペクトル

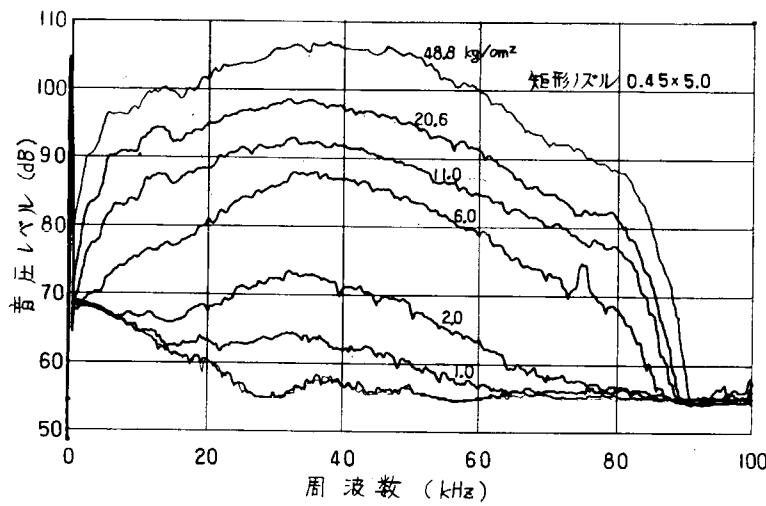


図 4.1.18 ガス噴出音のスペクトル

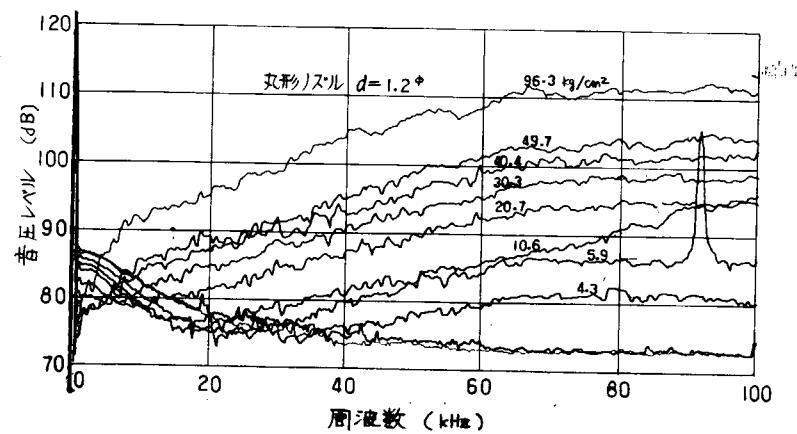


図 4.1.19 ガス噴出音のスペクトル

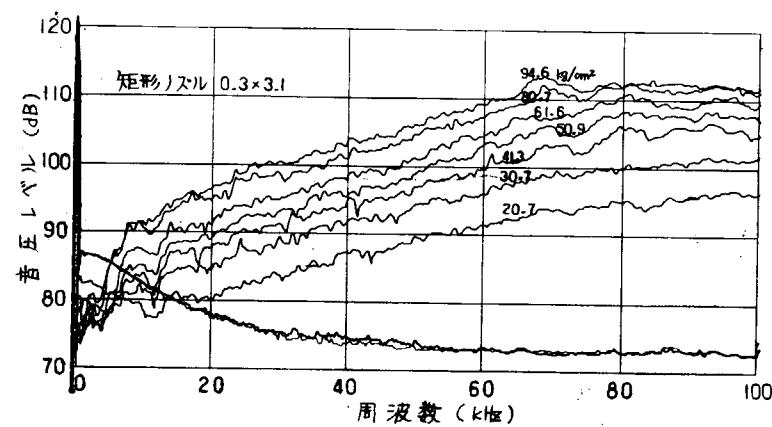


図 4.1.20 ガス噴出音のスペクトル

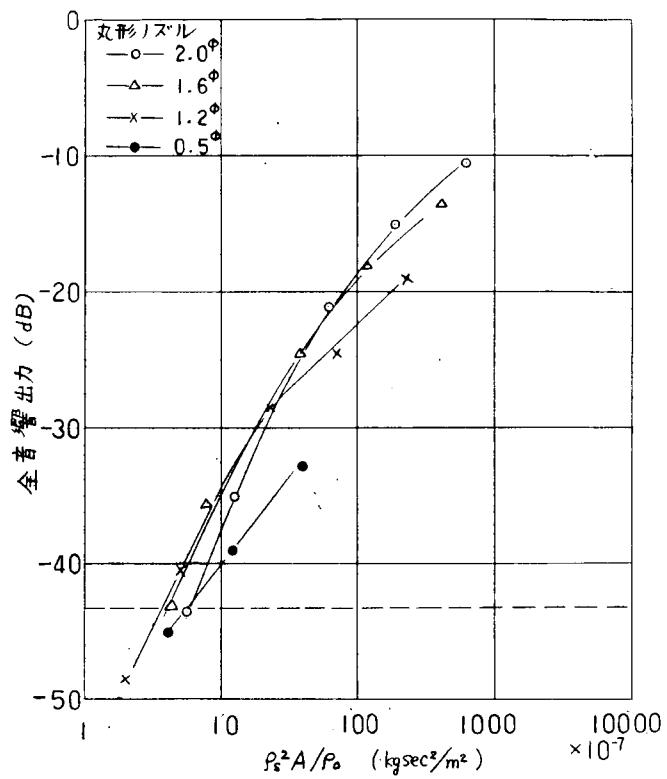


図4.1.2.1 ガス噴出による音響出力

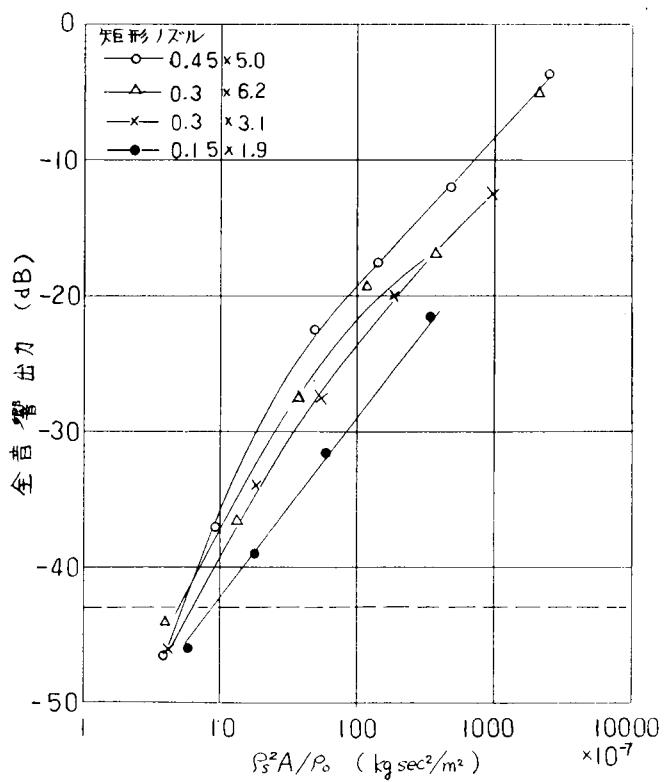


図4.1.2.2 ガス噴出による音響出力

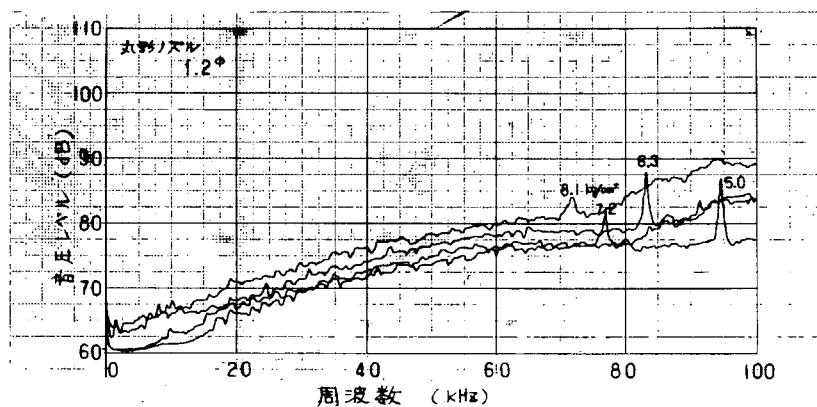


図 4.1.23 ガス噴出音のスペクトル

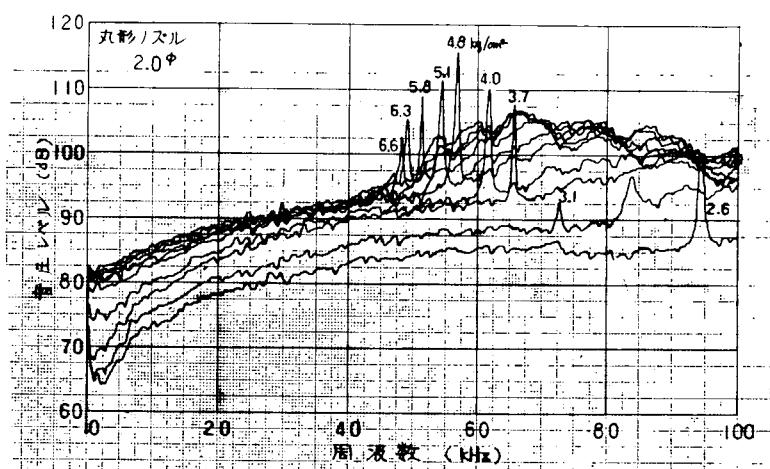


図 4.1.24 ガス噴出音のスペクトル

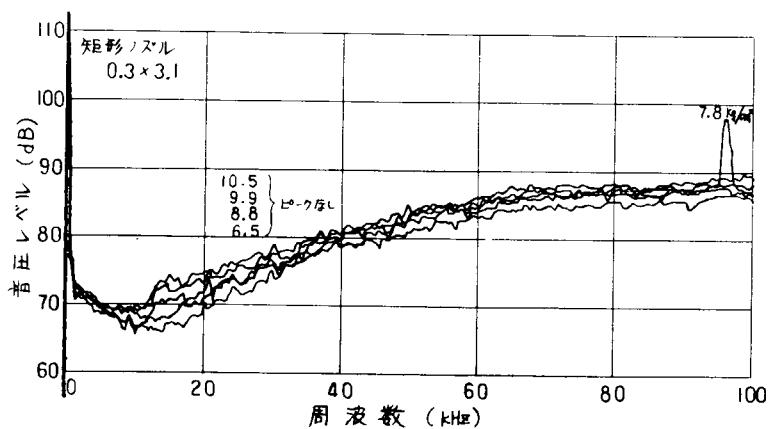


図 4.1.25 ガス噴出音のスペクトル

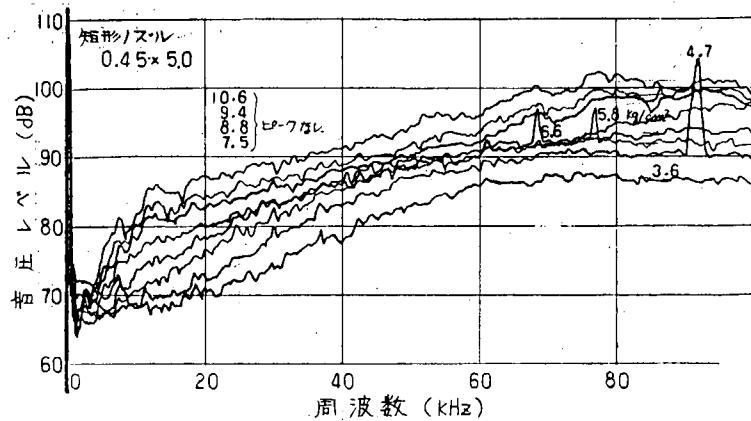


図 4.1.26 ガス噴出音のスペクトル

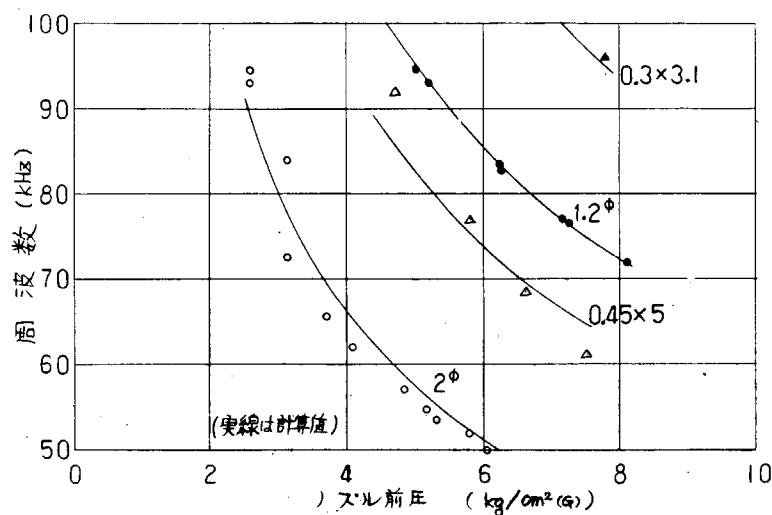


図 4.1.27 ノズル前圧と共鳴周波数

1.3 小型ディーゼル機関の排気系を利用した模擬実験

本実験では小型ディーゼル機関（日野 EH100型）の排気系（シリンダカバー排気弁、排気枝管等）を利用し、排気弁に小さな隙間（スリット）を作成してガス洩れを生じさせ、排気枝管の外で、その発生音が検出可能かどうかを検討した。

1.3.1 実験装置及び実験方法

実験装置は前述の実験で使用したものと同様である。ノズルの代りにスリットの入った排気弁付きのシリンダカバーを使用した。図 4.1.28 に実験装置の変更部分を示す。7 は当該機関用の排気枝管の一部で材質は厚さ約 5 mm の鋳鉄である。また本実験では 6 気筒分のシリンダカバーを 1 気筒分だけ切断して使用したので、余分の排気枝管入口には厚さ 8 mm の軟鋼で盲蓋 8 をした。また、排気弁で洩れたガスは排気枝管に入り、その後約 2 m の 50 A ガス管及び消音器を通して大気中に放出されるが、実験ではこの消音器出口から出る音の影響をなくすため、消音器出口は防音箱に入れて排気管壁から出る音だけを採取できるようにした。

図 4.1.29 は本実験で使用したスリット入り排気弁の形状、寸法である。

実験方法は前述の実験と同様である。圧力の圧縮空気を容器 5 に流入させ排気弁のスリットから噴出させた。計測は排気枝管の管壁の近く（管壁より 2 mm）に設置したマイクロホンで、排気枝管を透過してきたガス噴出音を採取した。また比較のためマイクロホンはそのままの位置で排気枝管を取りはずし同様の計測も行った。

計測機器マイクロホンは前述の実験で使用したものと同一である。

1.3.2 実験結果及び考察

図4.1.30～図4.1.33はB&K Type 4136を、図4.1.34～図4.1.37はB&K Type 4138のマイクロホンを使用した分析結果である。各図の計測条件は表4.1.2に示す通りである。

表4.1.2 計測条件

図番	スリット寸法	使用マイクロホン	排気枝管の有無	容器内圧力(単位kg/cm ² ゲージ圧)			
4.1.30	0.3×3.0	Type 4136	無	20.3	11.1	5.7	2.7
4.1.31	0.3×3.0	"	有	49.1	20.8	10.5	
4.1.32	0.45×4.5	"	無	19.8	10.7	5.7	2.5
4.1.33	0.45×4.5	"	有	86.6	52.5	20.7	11.1
4.1.34	0.3×3.0	Type 4138	無	21.1	10.9	5.5	2.4
4.1.35	0.3×3.0	"	有	38.9	20.6	10.6	
4.1.36	0.45×4.5	"	無	20.3	10.7	5.5	2.2
4.1.37	0.45×4.5	"	有	81.0	20.5	10.2	

排気枝管を取りはずした場合はいずれの計測条件においても前述の実験で得られたスペクトルに似て高周波数域までパワーが存在する。ただ前述のスペクトルと比較して今回得られたスペクトルは多少凸凹しているが、これは前者では圧縮空気が自由空間に放出されているのに対し、後者ではシリンダカバー内排気通路を通って大気中に放出されるため、排気通路で気柱振動が生じているものと考えられる。

次に排気枝管を取り付けた場合は排気管壁での透過損失により、いずれも音圧レベルが数10dB低下しマイクロホンのダイナミックレンジ下限を越えて有効なデータは得られない。なお図4.1.35に見られる様な顕著なピークは、排気枝管打撃実験によるピーク周波数と一致するので、排気枝管の固有振動によるものと断定できる。

本実験で使用した排気枝管の内厚は約5mmであるので透過損失を概算すると10KHzの音で57dB, 20KHzの音で63dB, 50KHzの音で70dBとなる。これらの値は同一条件で計測した排気枝管を付けた場合と取りはずした場合の音圧レベルの差とほぼ一致する。

1.3.3 まとめ

以上述べた様に排気管の外でガス洩れ音を採取することは現有的マイクロホンでは非常に困難であることがわかった。もちろん排気弁を作成したスリットを大きくすればそれだけガス噴出音のパワーも増大し計測は可能となるであろうが、それでは本研究の目的である異常を軽微な段階で発見するという主旨に反することとなる。

従って現在作成した程度の異常で有効なデータを得ようとすれば、さらに感度の良いマイクロホンを開発するか、あるいは排気管での損失を少なくするために管壁の内厚を薄くするなどの対策が必要であろう。またマイクロホン以外のセンサー例えは加速度変換器などにより排気管壁の振動を直接採取するのも一つの方法となるであろう。

参考文献

- 1) 小竹、岡崎「ジェット騒音」機械学会誌 vol 67 №547
- 2) 梶「流れと騒音」機械学会第372回講習会教材 73-2-6,7 東京 " 流体に関する騒音とその対策 "
- 3) A. Powell "On the Mechanism of Choked Jet Noise" Proc. Physical Society, Section B, vol 66 II 1953.
- 4) Andrew G Hammitt "The Oscillation and Noise of an Overpressure Sonic Jet" J. Aerospace Science, №9 vol 28 Sep. 1961.

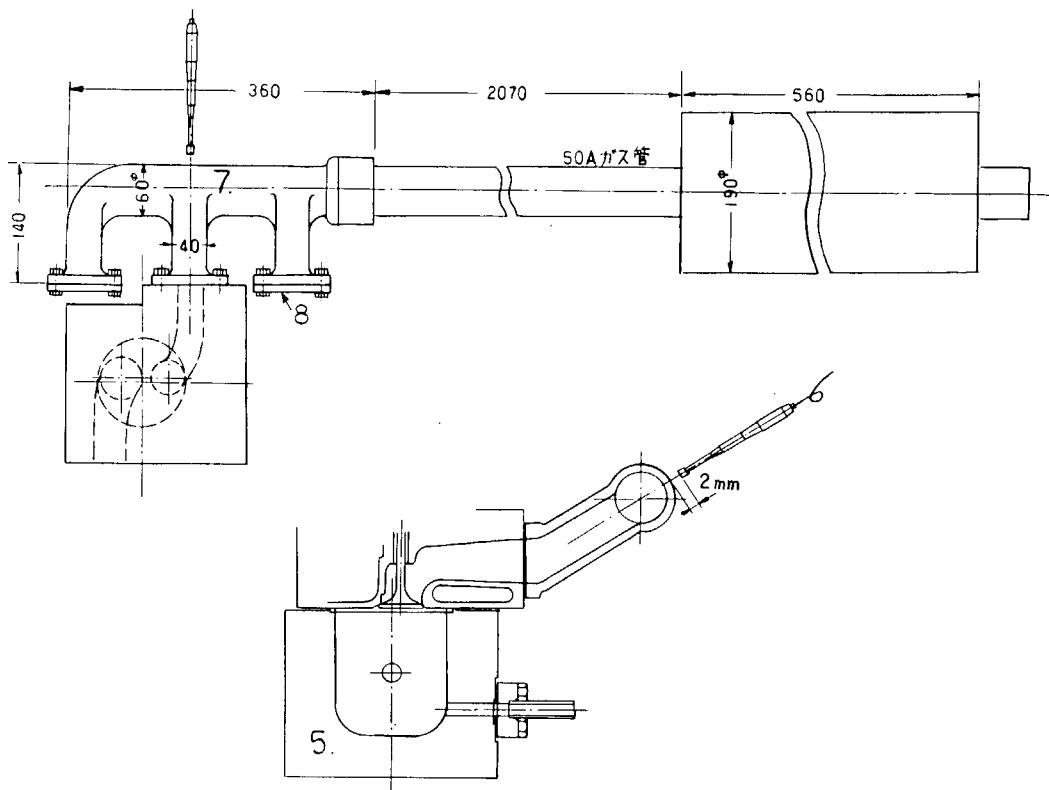


図 4.1.28 模擬実験実験装置

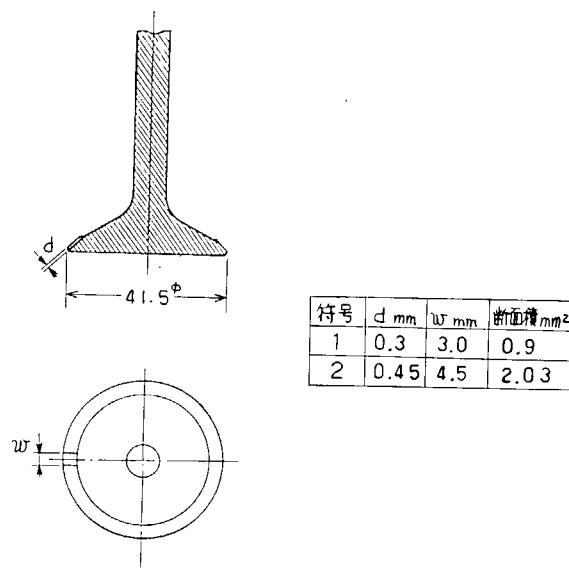


図 4.1.29 排気弁形状・寸法

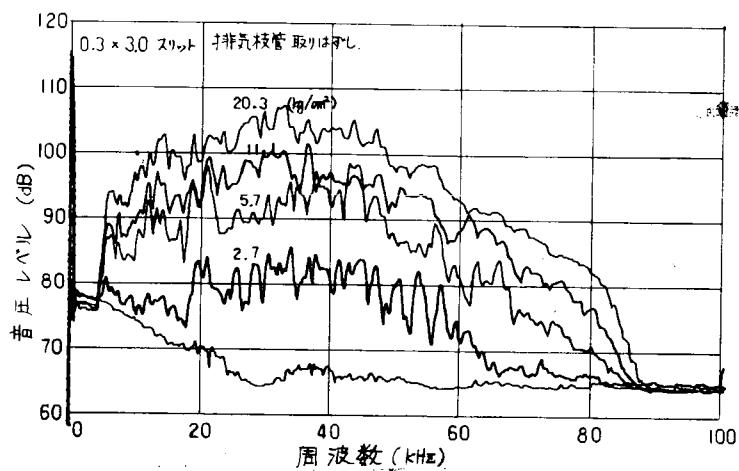


図 4.1.30 排気弁ガス洩れによる音のスペクトル

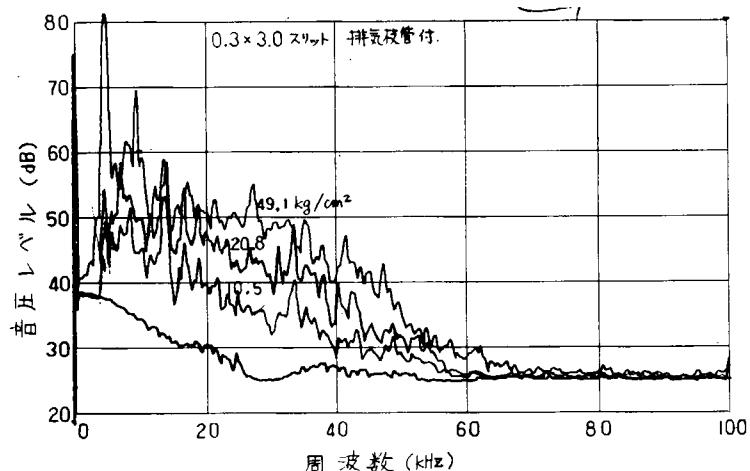


図 4.1.31 排気弁ガス洩れによる音のスペクトル

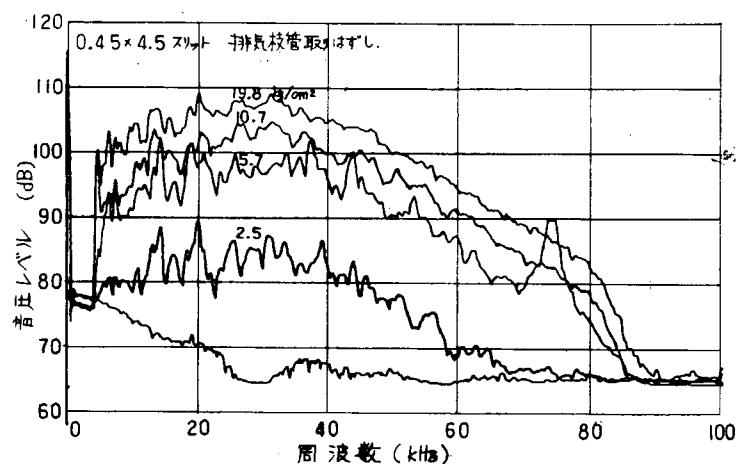


図 4.1.32 排気弁ガス洩れによる音のスペクトル

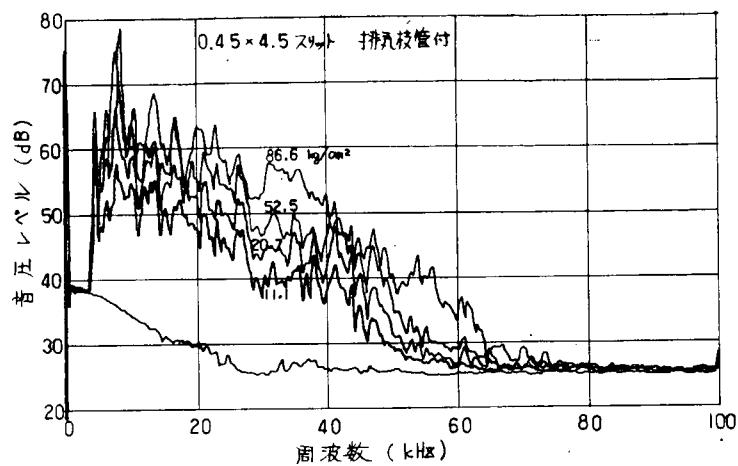


図 4.1.33 排気弁ガス洩れによる音のスペクトル

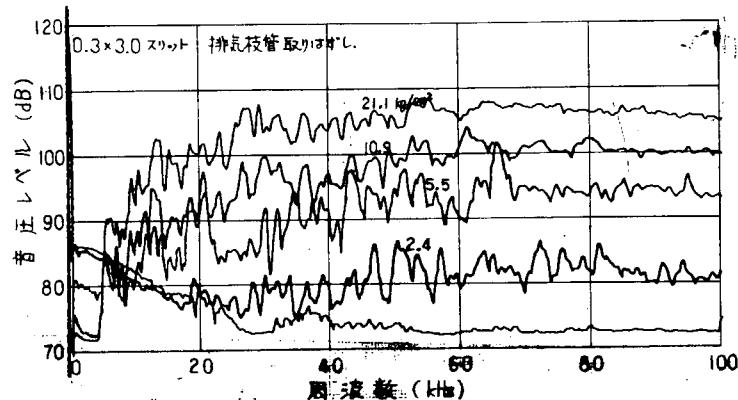


図 4.1.34 排気弁ガス洩れによる音のスペクトル

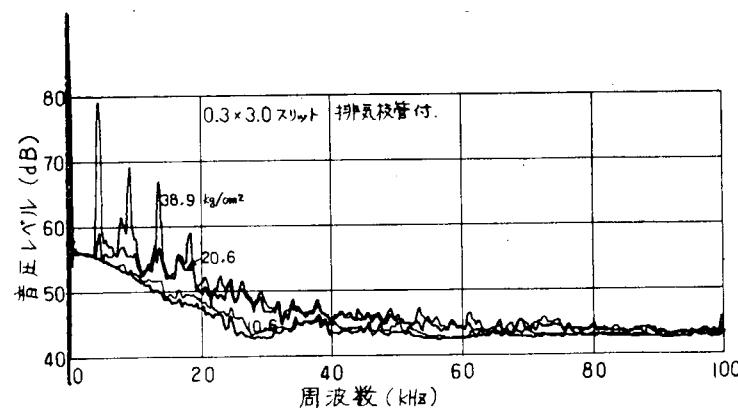


図 4.1.35 排気弁ガス洩れによる音のスペクトル

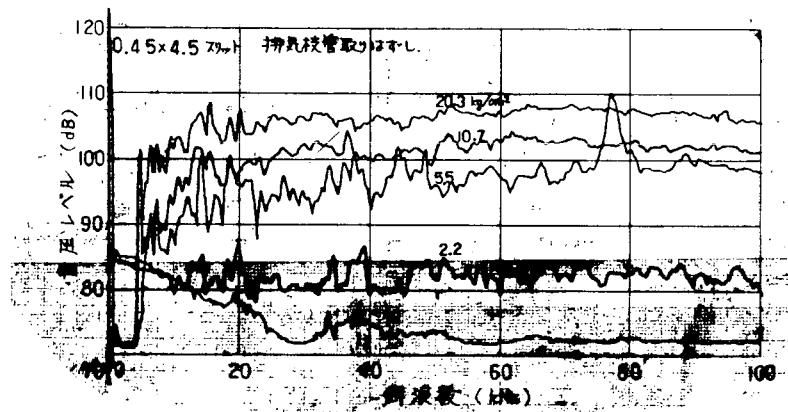


図 4.1.36 排気弁ガス洩れによる音のスペクトル

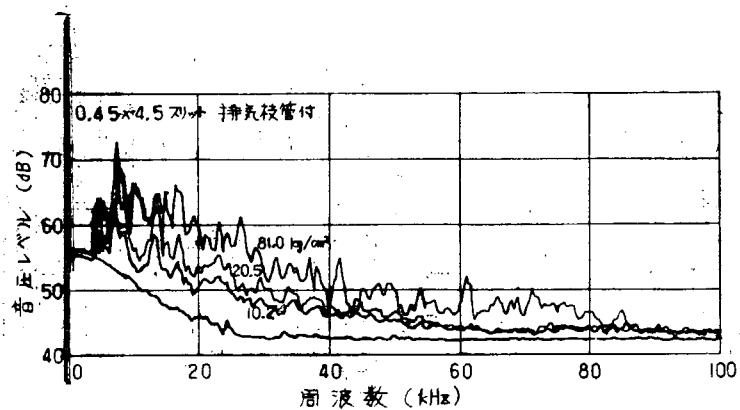


図 4.1.37 排気弁ガス洩れによる音のスペクトル

2. 中型船用ディーゼル機関の排気弁におけるガスもれ

2.1 まえがき

本節では船用ディーゼル機関においてしばしば発生する排気弁損傷によるガス洩れに関して、その検出方法の検討を行った。

まず実機運転試験に先立ち、模擬実験として排気管壁を透過してくるガス噴出音及びガス噴出による排気管壁の振動がいかなる性質をもち、検出できるレベルにあるかどうかを、他の機関固有の音や振動（ノイズ）から完全に独立させて調査した。

その結果、ガス洩れの信号は排気管壁の振動で検出できることがわかったので実機運転試験を行い、ガス洩れの信号が、通常存在する機関固有の音や振動から分離できるかどうかを調査検討した。以下にその実験方法並びに実験結果について述べる。

2.2 模擬実験

2.2.1 実験装置及び実験方法

図4.2.1に本実験で使用した実験装置の概略を示す。また損傷した排気弁の代りに用いたスリット入り排気弁は図4.2.2に示す。シリンドライナー、ピストンの代りには図中1で示す圧力容器（容積約0.75ℓ）を使用した。

使用したセンサーはB&K社製Type4338コンデンサマイクロホン、B&K社製Type4333加速度変換器、沖電気工業株式会社製ST6503型水中マイクの3種である。コンデンサマイクロホンは図4.2.1に◎印で示した位置で、排気管壁から7mm離れた位置にマイクロホン振動面がくるよう取付け、加速度変換器及び水中マイクは図に示す方法で取付けた。ここで後者2つのセンサーは水冷構造としているが、これは次項で述べる実機運転試験でも使用するためである。

実験方法は、ある設定した圧力の圧縮空気を起動空気用穴から流入させて、排気弁のスリット部より噴出させ、その時の音や振動を上記3種のセンサーで採取し、周波数分析を行った。図4.2.3にその計測プロックダイヤグラムを示す。なお使用したセンサーの特性等については図4.2.4、図4.2.5および表4.2.1に示す。また使用した周波数分析器はFederal Scientific社製UA500スペクトラムアナライザーであり、本器は500ラインの同一バンド幅で分析を行う。

表4.2.1 水中マイクの特性

特性	ST 6503
周波数範囲	100Hz～100kHz
受波感度	※ -110dB以上
静電容量(ケーブル共)	1000PF以上
ケーブル長	5m
指向性	無指向性

※ 信号音圧レベル算出法

$$V [dB] - km [dB] - A [dB] = P [dB]$$

ここに

$$km : マイク本体の感度 \quad 0dB \equiv 1V/\mu bar$$

$$A : 前置増幅器増幅度 \quad = 40dB$$

$$V : 前置増幅器の出力音圧レベル \quad 0dB \equiv 1V$$

$$P : 受信音圧レベル \quad 0dB \equiv 1\mu bar$$

2.2.2 実験結果及び考察

上記要領で採取したデータの周波数分析結果を図4.2.6～図4.2.10に示す。各々の計測条件は表4.2.2に示す通りである。

コンデンサマイクロホンで採取したデータは図4.2.6に示されたように、周波数には特徴がなく高域になるにつれてレベルが低下する。これは管壁による透過損失が周波数が増大するにつれ大きくなるためである。なお低域にみられ

表 4.2.2 計測条件

図番	スリット寸法	使用センサー	容器内圧力(単位 kg/cm ² ゲージ圧)				
4.2.6	0.5 × 5.0	コンデンサマイクロホン	9.0.6	5.0.2	2.0.5	1.0.7	5.6
4.2.7	0.3 × 3.0	加速度変換器	9.3.3	5.0.3	2.1.4	1.1.0	5.9
4.2.8	0.5 × 5.0	"	8.8.6	4.9.7	2.0.5	1.0.9	5.8
4.2.9	0.3 × 3.0	水中マイク	9.2.3	5.0.8	2.0.6	1.0.4	5.5
4.2.10	0.5 × 5.0	"	8.9.5	5.0.1	2.0.7	1.0.7	5.5

る 2,3 のピークは排気枝管の固有振動によるものである。いま、排気枝管内を拡散音場と仮定し管壁の透過損失を概算すると 10 KHz で 53 dB, 20 KHz で 59 dB, 50 KHz で 66 dB と非常に大きい。従ってガス流れ音を排気管の外で採取するのは計測法として余り得策でない。

また、コンデンサマイクロホンは使用環境、特に湿度に敏感で、再現性のあるデータは得られにくい。事実 0.3 × 3 スリットで計測した日は雨天で湿度が高く、ノイズレベルが信号を上まわる計測不能であった。

図 4.2.7, 図 4.2.8 は加速度変換器により測定した排気管壁の振動である。35 KHz ~ 45 KHzあたりが大きく盛上がりしているが、これは図 4.2.5 にも示したように、35 KHz 付近にセンサーの固有振動があるため感度が上昇したため、信号自体が大きくなっているのではない。また低域(20 KHz 以下)にみられる数多くのピークは排気枝管の固有振動によるものと推定される。信号のレベルは測定可能域にありまた使用環境にはほとんど影響されないので、コンデンサマイクロホンにくらべ、センサーとしては非常に有利である。

図 4.2.9, 図 4.2.10 は水中マイクによる計測結果である。信号の内容は本質的には図 4.2.7, 図 4.2.8 の加速度変換器による計測結果と同じであるが、センサーの特性が違うためスペクトル分布の形は異なる。信号のレベルは一応測定可能レベルにある。

2.3 実機運転試験

模擬実験にて一応ガスもれの信号を、3種のセンサーで検出できることが確認できた。そこで機関が実際に運転されている状態では、その異常信号を機関正常時にも存在する音響振動から分離できるかどうかを調べるために、実機運転試験を行った。

2.3.1 実験方法

本実験では、運転中にガスもれを発生させるために、前項模擬実験で使用したスリット入り排気弁(0.5 × 5.0)を A1 シリンダに取付け機関を運転し、前項と同様の計測を行った。また正常信号との比較を行うため、機関が正常な状態においても同様の計測を行った。しかし、水中マイクでは、機関の振動による低周波数の振幅で出力が飽和し、計測が不能となり、またコンデンサマイクロホンは湿度の影響でノイズが信号を上まわる状態であったため、加速度変換器による信号しか得られなかった。

信号の処理に関しては、スペクトラムアライザによる周波数分析の他に、オシロスコープ写真撮影による波形の観察も行った。さらに信号波形のアベレージングを行うため磁気テープにも信号を記録した。

なお本実験に使用した機関の要目は表 4.2.3 に示す。

2.3.2 実験結果及び考察

図 4.2.11(a)(b)(c) ~ 図 4.2.13(a)(b)(c) に加速度変換器で採取した機関 1 サイクルの信号波形を示す。それぞれ、上段がスリット入り排気弁を使用してガスもれを起させた場合、下段はそれに対応する正常状態での信号波形である。(a) は採取した信号そのままで、(b)(c) はそれぞれ遮断周波数 2.0 KHz, 4.0 KHz の高域通過フィルタ(減衰特性 24 dB/oct) を通した信号である。これは後にも述べるが、ガスもれによる音響振動の周波数成分は、一般的の機械的振

表4.2.3 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
シリンドラ数	8-60°V
シリンドラ径×行程	280mm×380mm
定格回転数	650 rpm
定格出力	2400 BHP
掃気方式	単流掃気4排気弁

動にくらべて、非常に高い周波数域にまでパワーを持つことが確認されたので、低域の成分をカットすることにより、ガスもれに原因する信号をより明確に分離しようとするためである。

図を見て分るように、機関負荷が $2/10$ においては、上死点付近でガスもれによると思われる紡錘状の異常信号が発生しており、また機関負荷が $6/10$, $10/10$ においてもわずかではあるが同様の現象がみられる。

この異常信号は、機関の運転状態は異常と正常で、排気弁に傷(スリット)があるかないかの違いだけであることや、上死点近辺でのシリンドラ内圧力はサイクル中最も高くガスもれの発生時期としても妥当であることから、排気弁でのガスもれによる信号以外には考えられたい。

次に、EVO, EVCで示した排気弁開閉時期には、異常、正常ともに大きな振幅の振動波形が記録されているが、これらの信号は、弁開時ではロッカーアームが弁棒をたたく衝撃と、低圧であるとはい一挙に大量の燃焼ガス放出があり、また弁閉時では弁と弁座の衝突があり、それらに原因する振動が図に示される信号波形となって現われたものと推定できる。

また弁閉時の後にもう一つ大きな振動波形が記録されているが、この信号は当該排気枝音が隣のシリンドラ(A2)と共に通であることや、その信号の発生時期が隣のシリンドラの排気弁開のタイミングと一致していることなどから、隣のシリンドラの燃焼ガス放出による信号と推定できる。

しかし、隣のシリンドラの排気弁開による信号が現われていながら、排気弁閉の信号が現われないのは、排気枝管の途中に弾性継手があるためで、衝撃による信号はそこで吸収されてしまうものと推定される。

すなわち、加速度変換器で採取している信号の伝達経路は2種類あるとみなされ、弁着座時などの衝撃的振動は、弾性波としてシリンドラカバー、排気管壁などの固体中を伝播してくるが、ガスもれ自体の信号(流体音)はその圧力変動が排気管内のガス中を伝播する過程で、あるいは、排気ガスとともに管内を移動する過程で、排気管壁を励振するものであると考えられる。

これらの信号は、機関運転中のある1サイクルのみの信号であるので、異常信号が常時現われているかどうかを確認するため磁気テープに収録したデータを使用して、30サイクルの平均を求めた。その結果が図4.2.14～図4.2.16である。

このアベレージング処理はYHP製5451B Fourier Analyzer Systemを使用して行ったが、サンプリング時期がサイクルによっては完全に一致しないため高周波成分はアベレージングにより消滅する恐れがあったので、振幅を2乗して平均値を求めた。また使用したデータレコーダーの周波数特性で20KHz以上の成分は、すでに相当減衰しており、結果は充分であるとはいえないが、傾向はつかむことができると考えられる。

図4.2.14に示した機関負荷 $2/10$ では明らかに上死点付近に異常信号が認められ、図4.2.15, 図4.2.16に示した機関負荷 $6/10$, $10/10$ でもわずかにその傾向がうかがえる。この部分を拡大してみると図4.2.17, 図4.2.18となり、機関負荷 $6/10$ では差がはっきりと認められ、 $10/10$ でもわずかに差が読みとれる。

従って、異常信号は毎サイクルごとに出現しているものと考えて差支えない。

しかし、この様に低負荷では、はっきりと差が認められるのに、高負荷では差がぼやけてくるのは、異常信号のレベルは負荷によってそれ程変化しないと考えられるのに対し、正常時にもともと存在する他の振動レベルが負荷とともに増大し、相対的には異常信号が小さくなるからであろう。すなわち異常信号のレベルに関するシリンド内最高圧力は負荷には比例しないからであろう。

次にこれらの信号を周波数分析して正常異常を比較したのが図4.2.19～図4.2.21である。機関負荷 $2/10$ では 加速度変換器の固有振動数である35KHz近辺で正常異常に差が認められるが、機関負荷が $6/10$, $10/10$ になるとほとんど差は認めることができない。これは先程述べたように異常信号が他の信号にくらべて相対的にそのレベルが小さくなるためと、周波数分析法がクランク角度全域に亘るオーバオール解析であるため、他の信号（例えば排気弁開時の信号）に埋もれてしまうためでもある。

2.4 まとめ

以上今回行った実験について述べてきたが、まとめとして、今回の実験結果を踏まえつつガスもれの検出法全般に関する所感を述べる。

2.4.1 ガスもれの検出法に関する基本的概念

ガス噴出音は一般的には特徴的な周波数成分のない準ホワイトノイズであり、機械部品の固有振動数のような特定の周波数を対象にその検出を行うことは困難である。しかし一般の機械的振動により発生する音にくらべ高域までパワーがあるので、高域のある周波数に着目して、そのパワーの大小あるいは有無を判定することにより異常を検出することができる。

しかし運転中の機関には、もともと高域にもパワーが存在する機械的振動（例えば弁の着座時の振動）や、ガスもれそのものである排気開始時における燃焼ガスの放出があり、それらのパワーは負荷の増大につれて増す。一方、ガスもれによる異常信号は、それ程増大せず、正常時にも存在する信号にくらべ相対的に小さくなる。従って高負荷の状態では、異常時の信号が、正常時の信号に埋もれてしまい、その判別が困難となる。そのため、クランク角全域にわたるオーバオールの比較では不充分であり、異常信号の発生が予想されるクランク角度範囲や検出対象とする周波数範囲を限定し、その区間だけでの比較をするなどの処置が必要となろう。

また高周波成分までの信号を採取できるセンサーは一般に感度が低下するので、検出対象とする周波数成分を增幅する共振機構、あるいはセンサーの共振周波数（例えば加速度変換器の固有振動数）を利用して工夫が必要となるであろう。

2.4.2 センサーについて

(1) コンデンサマイクロホン

マイクロホンの性質上本体を排気岐管内に挿入することは不可能であり、排気岐管の外で計測することになるが、管壁でのパワーの透過損失が数10dB以上にもなり、センサーのダイナミックレンジ下限あたりでの計測を余儀なくされるので精度の良い計測ができない。また使用環境、特に湿度に影響され易く安定した信号が得られないで、現有的センサーでは実用性に乏しいといえる。

(2) 加速度変換器

固定方法（冷却も含む）さえ確実であれば耐久性にも優れ有望なセンサーである。またマイクロホンのように周囲の雑音を拾うことも少なく、検出対象とする信号に焦点を当て易いなどの利点がある。さらに、変換器自体の固有振動数を利用すれば、特別な共振機構も必要とせず、感度が20dB以上も増大しデータの採取が容易となる。

(3) 水中マイク

計測の対象は加速度変換器と同じであるが、低域の振動で出力が飽和するなど難点があり、また信号伝達の媒体

を入れる水容器が必要であるなど実用性には欠けるきらいがある。

2.4.3 クランク角度限定によるガスもれ検出法の一般機関への適用性

2.4.1 では異常信号が現われるであろうクランク角度を限定し、そのクランク角度範囲で異常信号の有無をチェックすればガスもれの検出が可能であろうとの意見を述べた。しかし本実験で使用した機関は2サイクル機関であり、また共通する排気枝管に連結されるシリンダは2シリンダであったため、得られる信号は異常信号と当該シリンダの排気弁開閉時の信号、及び隣接するシリンダの排気弁開時の信号だけで、それらは時期的に重複することがなかった。そこでクランク角度限定による検出法に一般性があるかどうかをチェックしてみた。

現存するディーゼル機関のシリンダ数は種々あり、またシリンダの配列も直列、V型と2種類あるが、動圧過給方式の機関では、同一排気枝管に連結されるシリンダ数は最大3つで、またそれが最も一般的である。そこで、ここでは3シリンダが一本の排気枝管で結ばれている4サイクル機関と2サイクル機関について調べてみた。附図1にそれぞれの排気タイミングの一例をあげるが、4サイクル機関では排気弁開閉時期が、ガスもれが発生するであろう燃焼上死点付近にくることはない。

一方2サイクル機関では排気弁閉時が、上死点と重なるが、排気枝管の途中には一般に弹性継手があり、弁着座時の信号は減衰されると予想され余り問題とはならないであろう。

従って一般の機関にも適用が可能と思われる。



附図1 4サイクル、2サイクル機関の排気タイミング一例

他方静圧過給方式では、全てのシリンダが連結されることになるが、排気溜での減衰も考えられこの方式が適用できるかどうかは現段階では不明である。

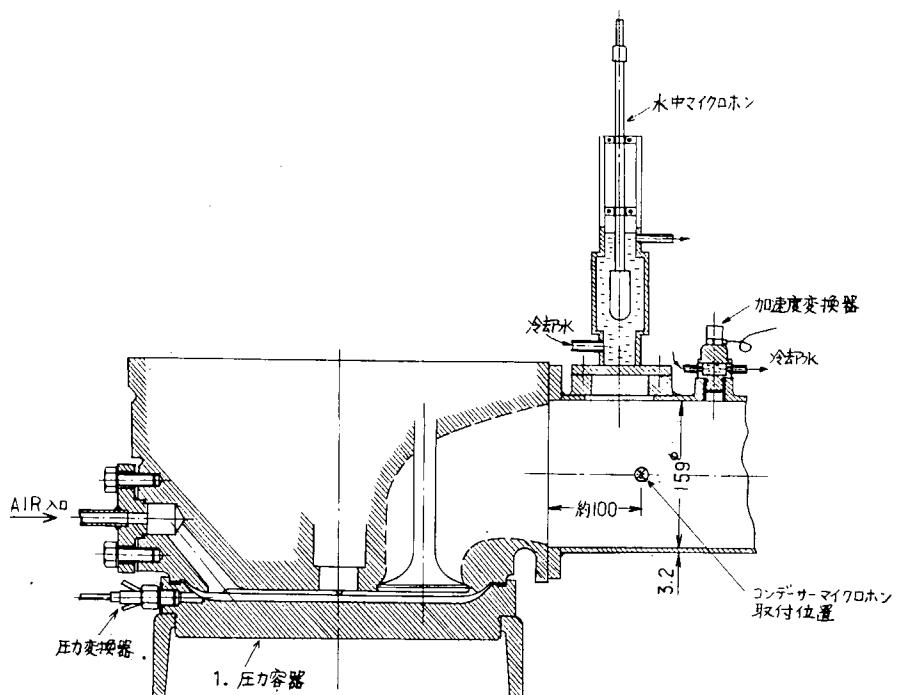


図 4.2.1 模擬実験 実験装置

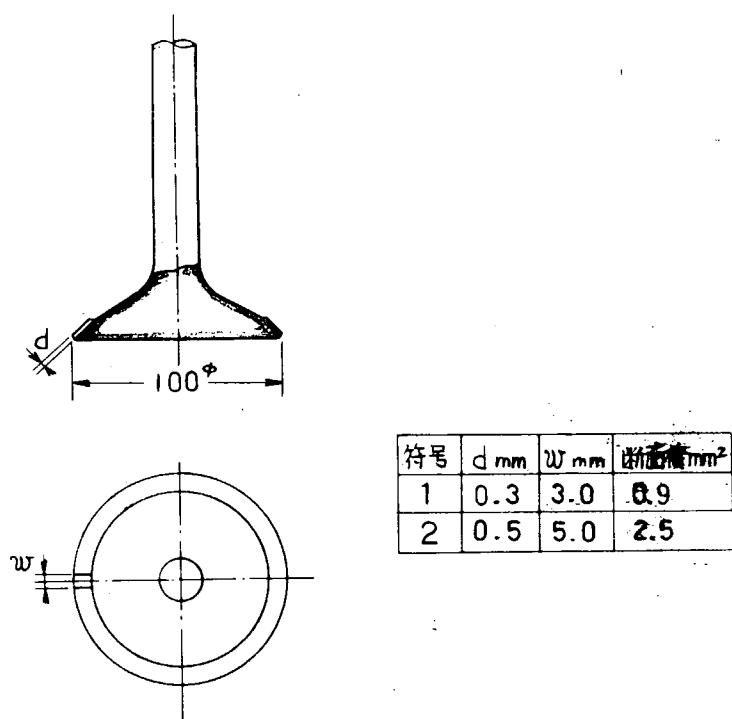


図 4.2.2 排気弁形状、寸法

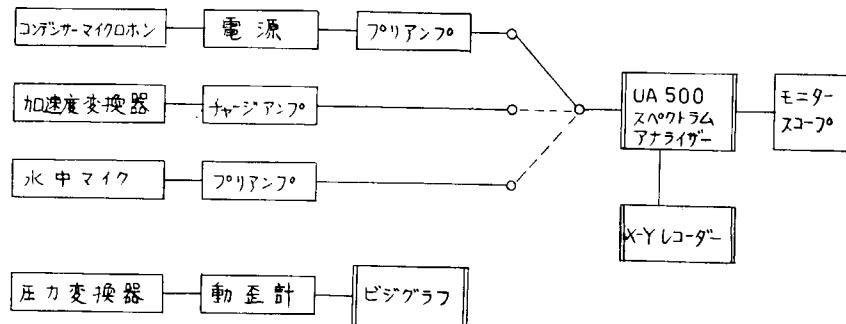


図 4.2.3 計測装置ブロックダイヤグラム

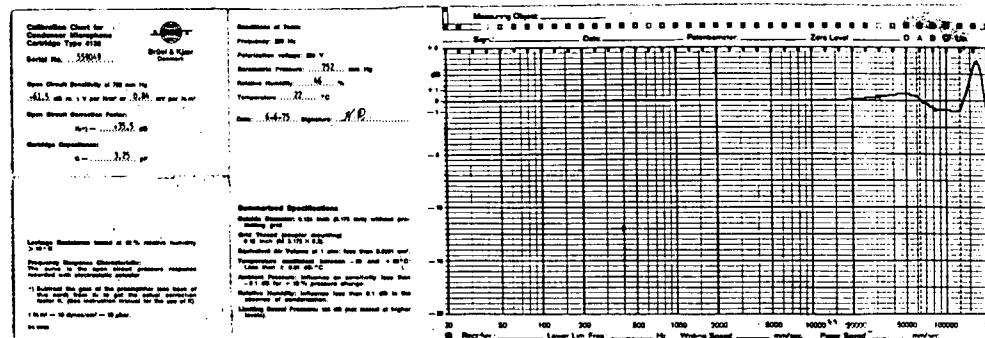


図 4.2.4 Type 4138 コンデンサマイクロホンの特性

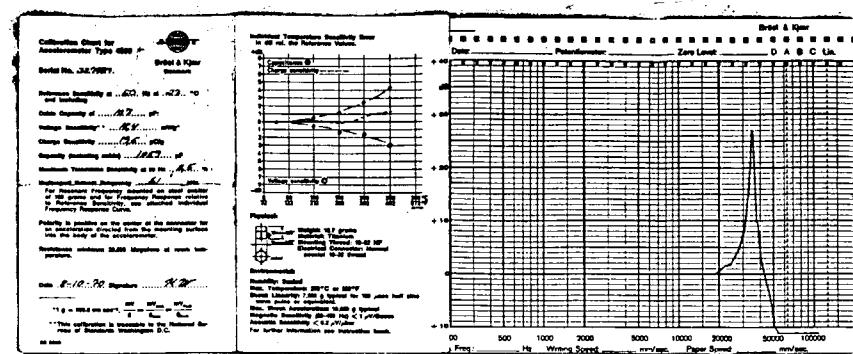


図 4.2.5 加速度変換器の特性

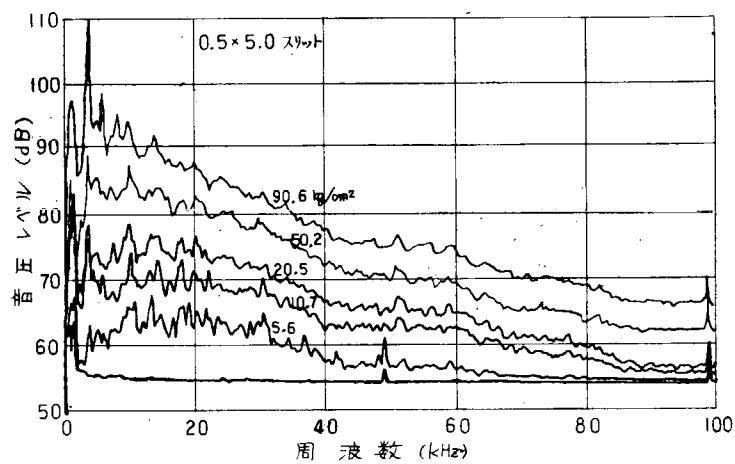


図 4.2.6 コンデンサマイクロホンによるガスもれ音の計測結果

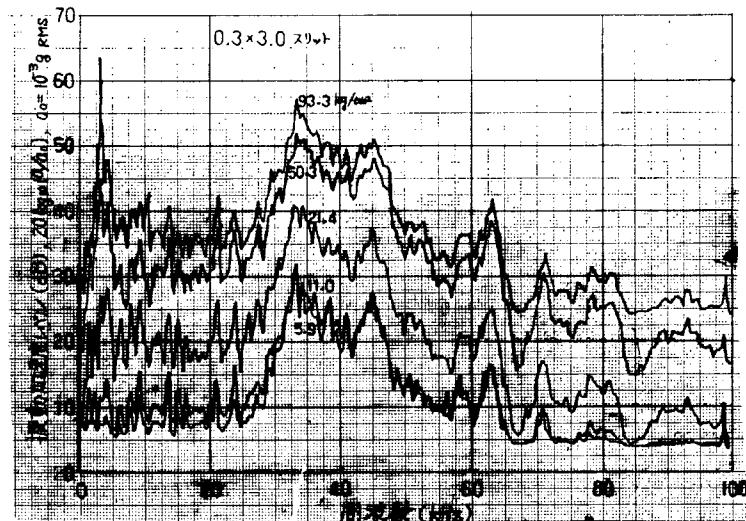


図 4.2.7 排気管壁の振動

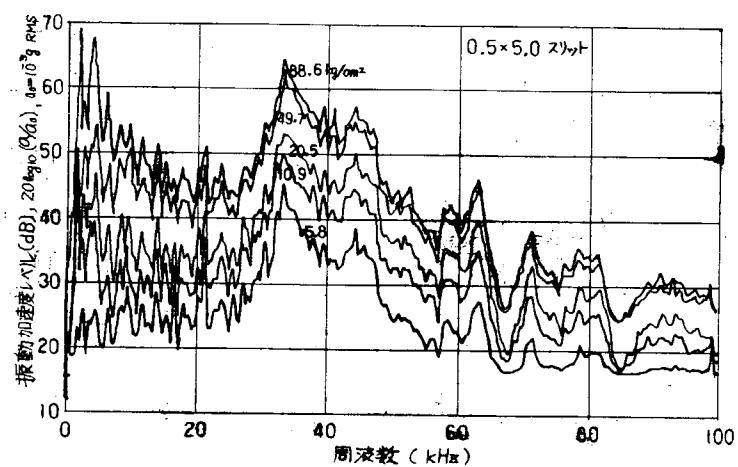


図 4.2.8 排気管壁の振動

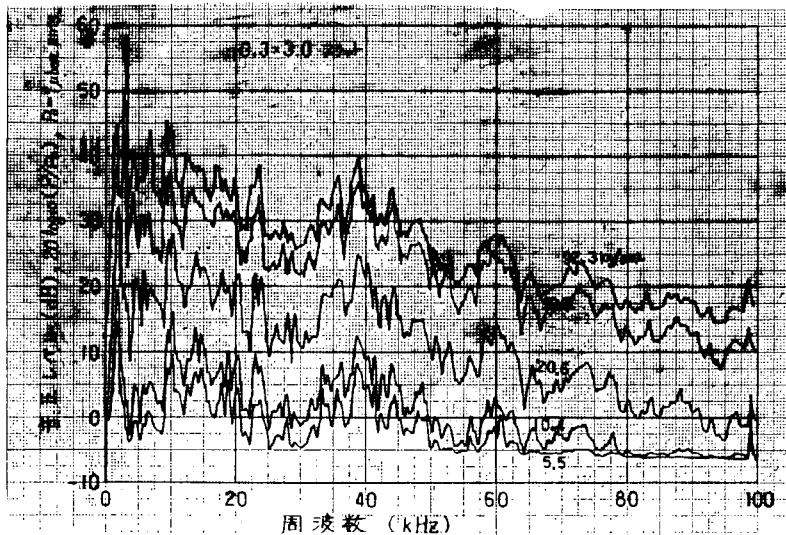


図 4.2.9 水中マイクによるガスもれ音の計測結果

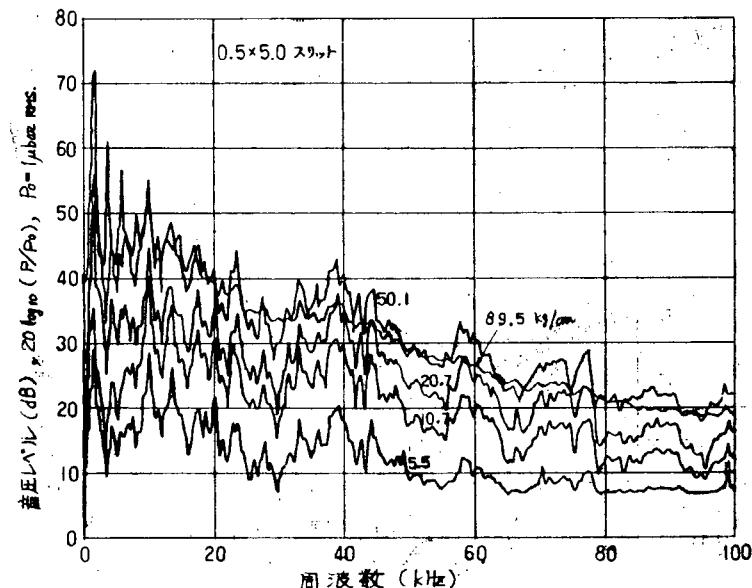


図 4.2.10 水中マイクによるガスもれ音の計測結果

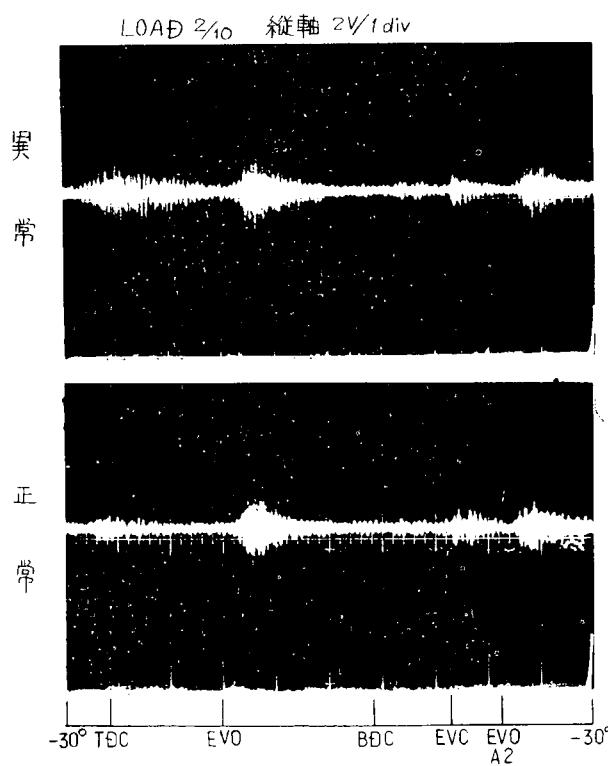


図 4.2.11(a) 排気枝管の振動波形（原波形）

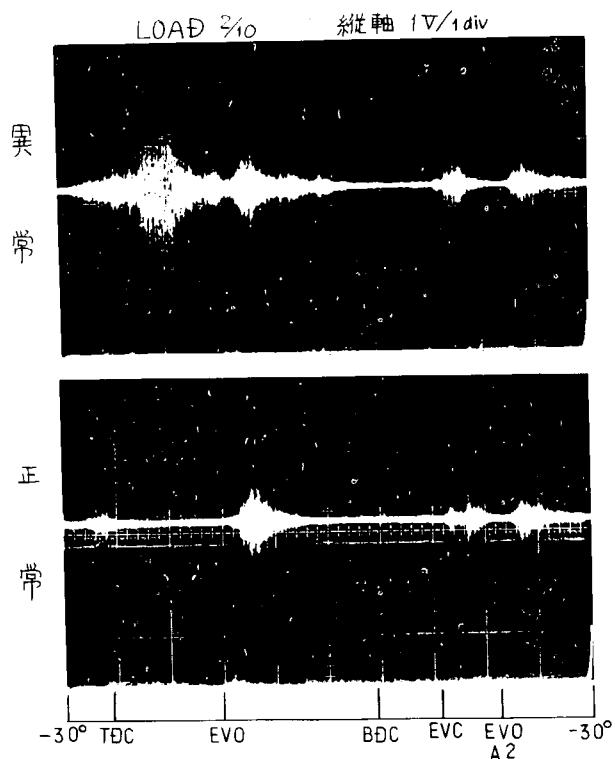


図4.2.11(b) 排気枝管の振動波形 (20KHz 以下Cut)

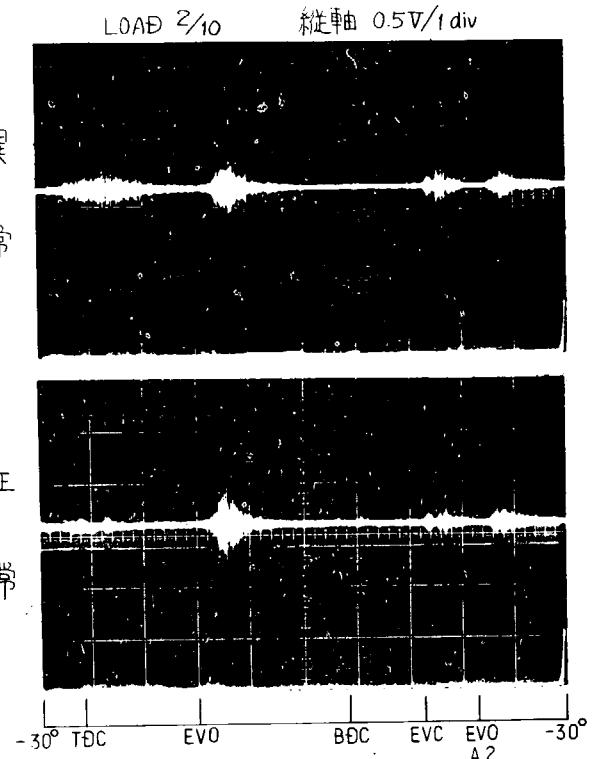


図4.2.11(c) 排気枝管の振動波形 (40KHz 以下Cut)

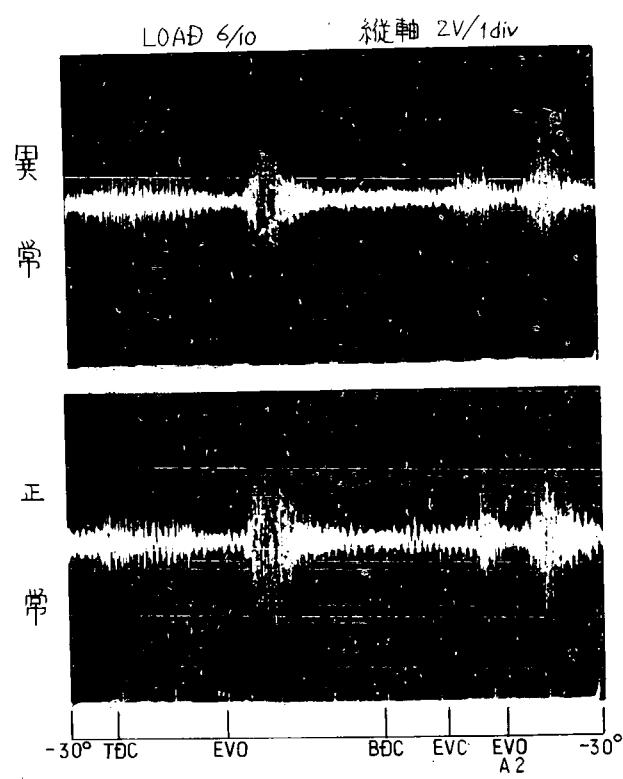


図4.2.12(a) 排気枝管の振動波形 (原波形)

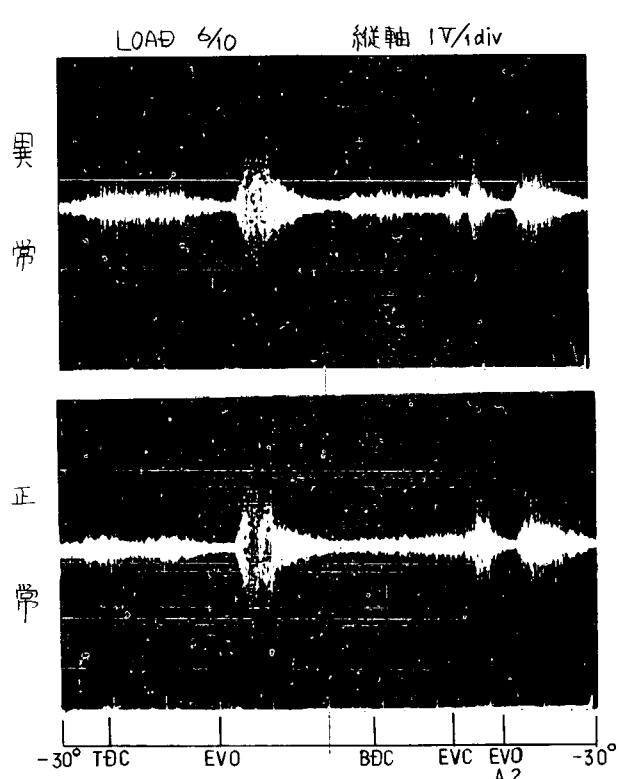


図4.2.12(b) 排気枝管の振動波形 (20KHz 以下Cut)

異常
正常

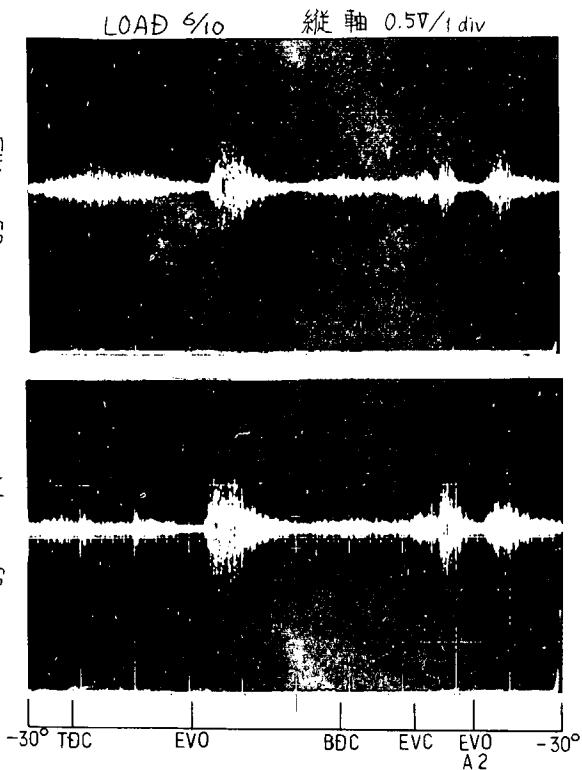


図 4.2.12(c) 排気枝管の振動波形 (40KHz 以下Cut)

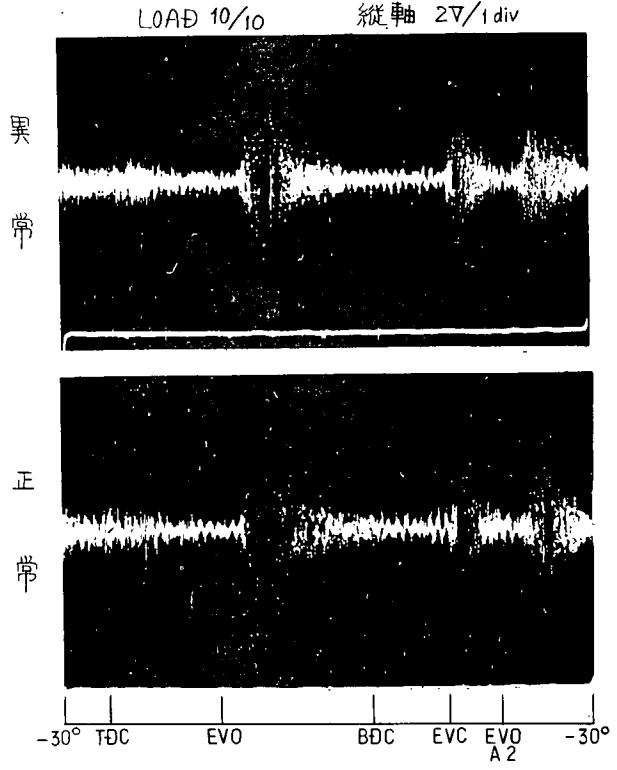


図 4.2.13(a) 排気枝管の振動波形 (原波形)

異常
正常

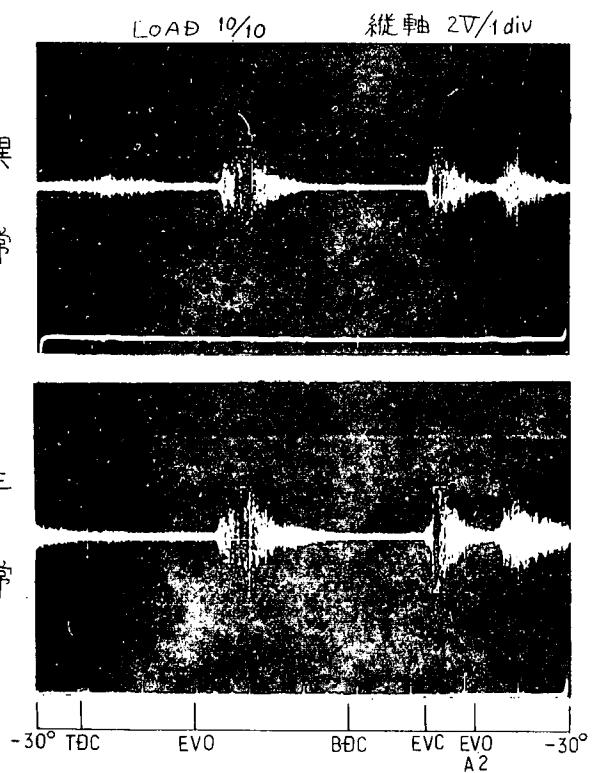


図 4.2.13(b) 排気枝管の振動波形 (20KHz 以下Cut)

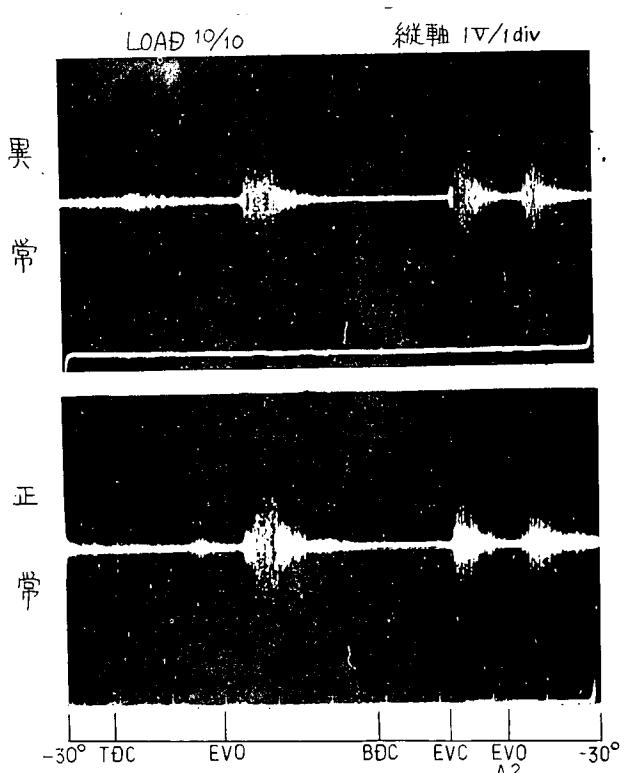


図 4.2.13(c) 排気枝管の振動波形 (40KHz 以下Cut)

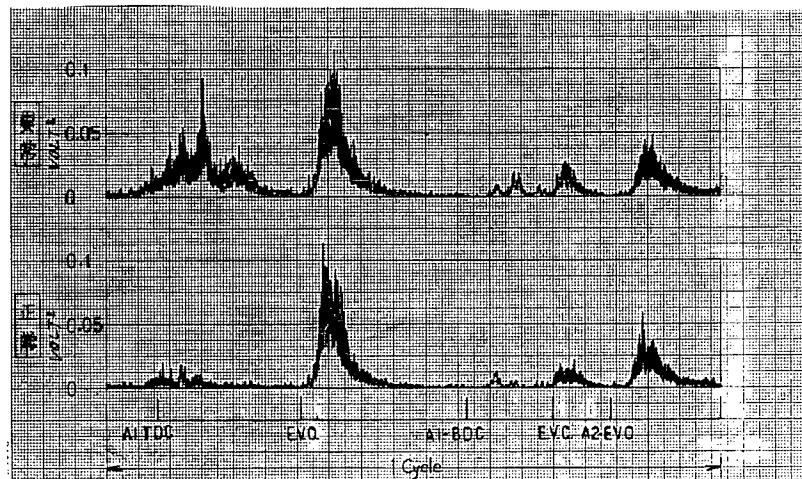


図 4.2.14 排気枝管振動 LOAD $2/10$

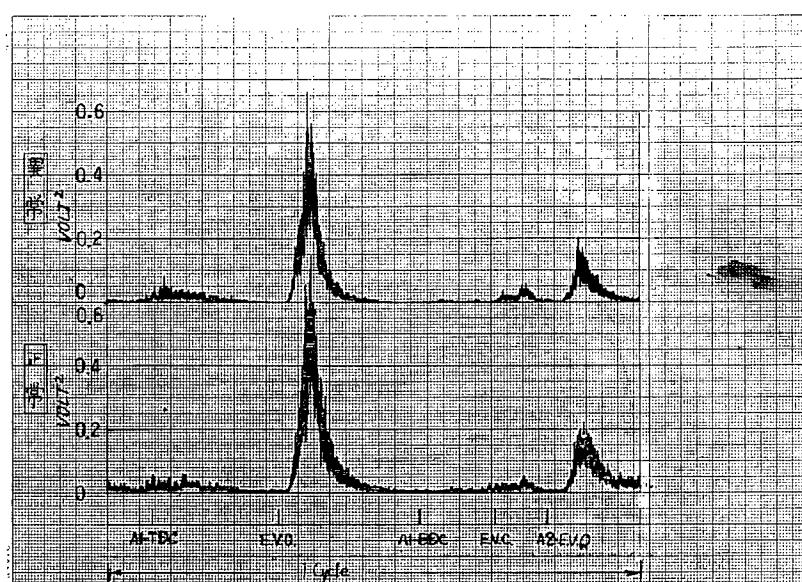


図 4.2.15 排気枝管振動 LOAD $6/10$

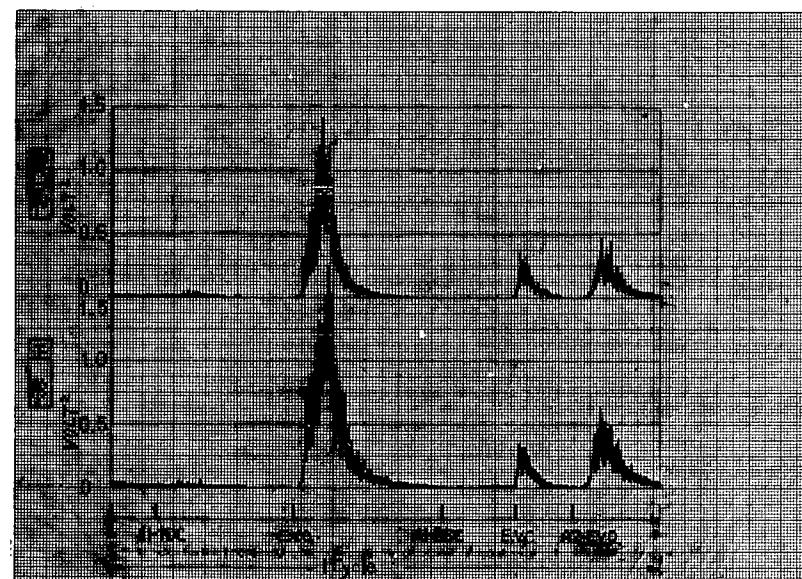


図 4.2.16 排気枝管振動 LOAD $10/10$

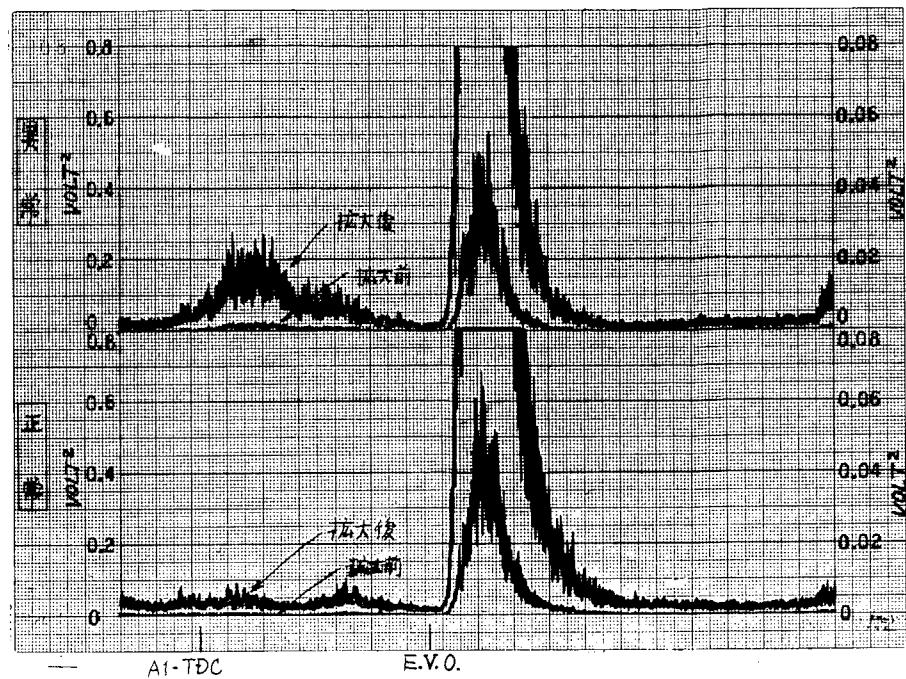


図 4.2.17 排気枝管振動 LOAD $6/10$

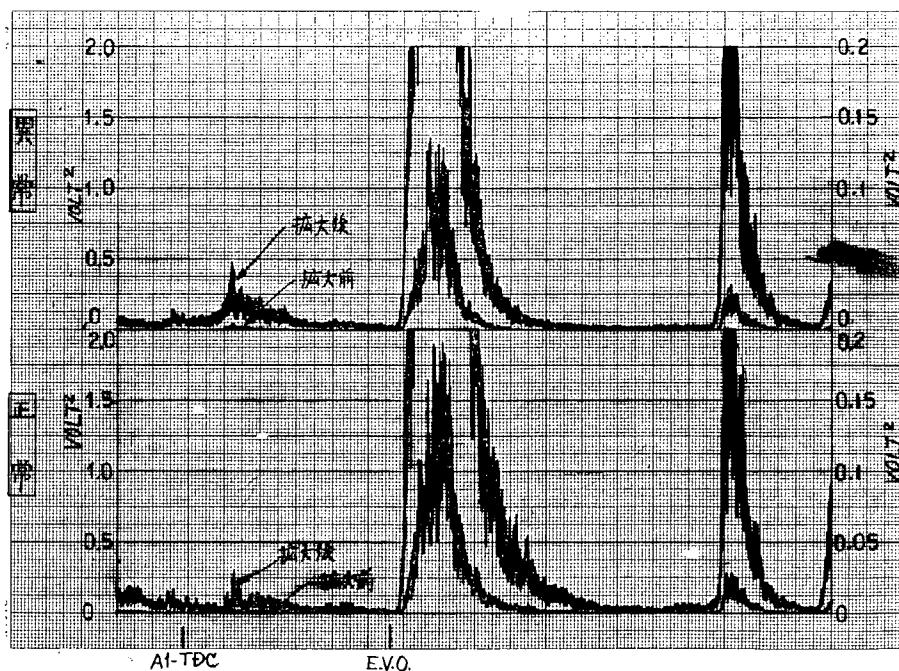


図 4.2.18 排気枝管振動 LOAD $10/10$

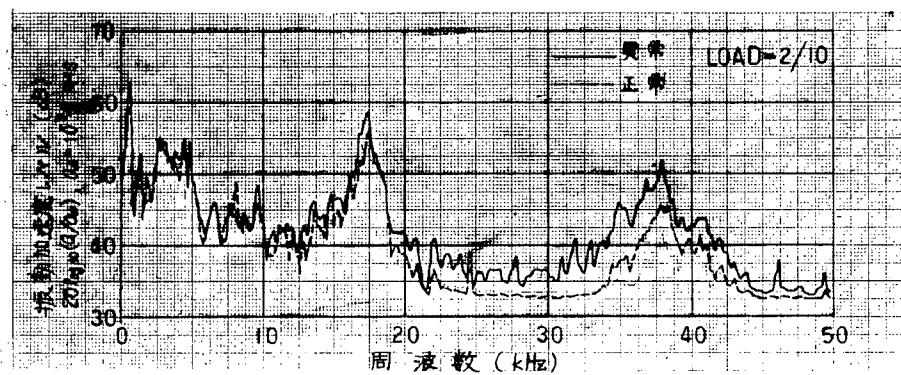


図 4.2.19 排気枝管の振動

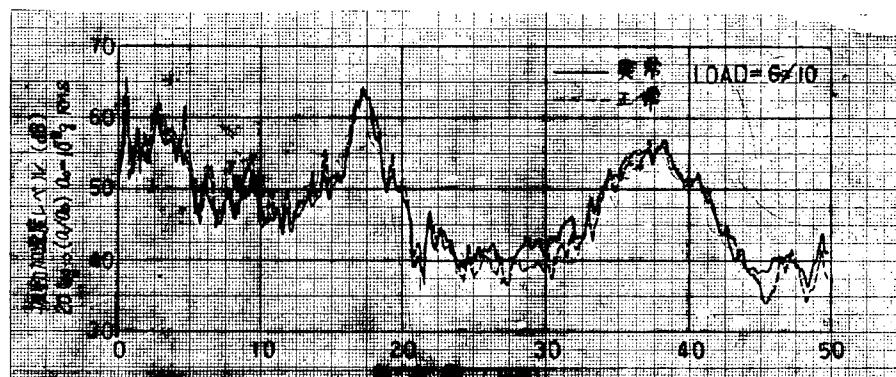


図 4.2.20 排気枝管の振動

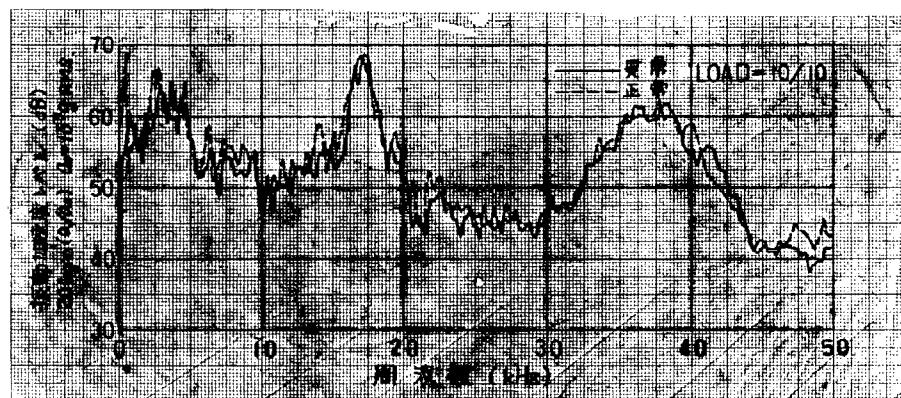


図 4.2.21 排気枝管の振動

3. 小型ディーゼル機関の排気弁におけるガスもれ

3.1 まえがき

船用ディーゼル機関において排気弁の損傷による軽微なもれを検出することは困難と予想されるが、熟練者ならば異常音から判定を行える。

本実験はそれによって起こる異常音、異常振動を検出する方法を開発するために、小型ディーゼル機関にガスもれを起こさせ実験を行った。

3.2 実験方法

本実験を行った実験室及び試験機関は第2章1節と同じである。

実験は試験機関の第6気筒の排気弁の弁間隙をなくし、排気弁が常に開いている状態にすることによってガスもれを発生させて行った。

まず、機関を正常の弁間隙で運転し、次に第6気筒の排気弁を約0.2、0.3、0.4mm程度開いている状態で各々運転し正常時と比較した。ここで開いた間隙は実測出来ないため弁間隙調整用のブッシュロッド頭部のボルトのしめつけ角度から推定した。

実験時の運転条件を表4.3.1に示す。

表4.3.1 実験時の機関の運転条件

実験 No.	第6気筒排気弁弁間隙	機関回転数	負荷
1	0.25 mm (正常)		
2	- 0.2 mm (異常)		
3	- 0.3 mm (")	800 rpm	5.7 Kg-m
4	- 0.4 mm (")		

3.2.1 検出器

機関から発生する音響、振動の検出はマイクロホン及び振動加速度計を使用した。

その他、排気管内圧力も測定した。その他、第2章1節と同様に電磁ピックアップを用いて吸排気弁ブッシュロッドの動きをとらえた。以下にその取付け位置を示す。

(1) 振動加速度検出器

使用した振動加速度計はKistler製Model 808K1である。

検出の対象は第6気筒の排気管の上下振動である。位置は図4.3.1に示す。

取付けにあたっては検出器の温度特性が54°Cなので水冷のベースを設け、その上にネジで固定して使用した。

(2) マイクロホン

使用したマイクロホンはB&K製4145コンデンサマイクロホンである。

取付け位置は第6気筒排気管横で30cm離れた位置である。(図4.3.1参照)

(3) 圧力検出器

使用した圧力検出器はStatham PA822-150製である。検出は第6気筒の排気管で他の気筒の排気管と合流する手前の位置に穴をあけパイプ(10cm)を通して圧力検出器に導いた。

(4) タイミング用検出器

第2章1.2.1項を参照。

3.2.2 計測システム

図 4.3.2 に計測システムのブロックダイヤグラムを示す。データはシンクロスコープでモニターしながらデータレコーダに記録した。振動検出器からの信号は周波数が高いためダイレクトモード(25 KHz～100 KHz)で記録した。記録したデータは周波数分析等の解析を行った。

3.3 解析方法

データの解析は小野測器製CF-700FFT信号解析装置で行った。

具体的には、第2章1節の解析手法と同様に振動音についてパワースペクトルを求めて比較し、その結果をもとにアナログフィルタを用いて適当な周波数成分を取り出し時間軸で比較した。又、解析にあたって使用したトリガーディレイについては第2章1.2.7項を参照のこと。

3.4 解析結果及び考察

3.4.1 排気管振動による結果

図4.3.3にトリガーディレイを用いた排気弁の開く時期の正常時と最も異常にした時のパワースペクトルを示す。これによると全体的にパワーが大きくなっていることが理解される。

図4.3.4に同じく排気弁の閉じる時のパワースペクトルを示す。これも、同じように全体的パワーが大きくなっている。又、図4.3.4で20 KHz以上ある鋭いピークは振動検出の共振であると考えられる。

次に図4.3.5に燃焼時のパワースペクトルを示す。この燃焼時のスペクトルにおいて、正常時と異常時の違いが最も顕著にあらわれている。

つまり、異常の度合と共に全体的にパワーが大きくなり、又、20 KHz以上のパワーも大きくなっている。

このことから、ガスもれによって起こる異常振動は低い周波数から高い周波数領域まで一様なパワーを持っていると考えられる。

これらの結果をもとに第2章の弁間隙不適正の解析に用いたのと同じくハイパスフィルタを使用して、燃焼時の波形を観測したのを図4.3.6～4.3.7に示す。ハイパスフィルタは各々2.5 KHz, 10 KHz, 15 KHz(24dB/octの減衰率)である。

まず、高周波成分ほど正常時と異常時の振幅の違いの比が大きくなっていることが確認される。この結果はパワースペクトルにみられた結果と理論的に一致する。次に正常時では振幅がなめらかに減衰しているのに対し、異常時は波を打って減衰していることが認められる。

これらの事から、ガスもれによって燃焼行程そのものに影響を与えていると考えられる。

3.4.2 排気管横のマイクロホンの解析結果

図4.3.9の(a),(b),(c)に各々燃焼時、排気弁開、排気弁閉の時の正常時と異常時のパワースペクトルを示す。但し、マイクロホンデータはあらかじめA特性のフィルターがかかっている。これによると(b),(c)の排気弁開閉時ではほとんど違いがみられないのに、これらの時期に他の気筒(第3, 第1気筒)の燃焼と一致しており、マイクロホンにはそれらの音が大きいパワーを持っているためと推定できる。

(a)の燃焼では5 KHz以下に違いがみられるが、これは振動のデータで見られた結果と異なっている。

従って、マイクロホンを用いて検出するには正常時と異常時との違いの比率が小さい事から判定には向きであると考える。

3.4.3 排気管内圧力の結果

排気管内圧データは生波形で波形平均を行い観測した。その結果は図4.3.10に示す。

これは圧力検出器の出力から直流成分を除き振幅のみを取り出したものである。これによると正常時と異常時では大きな違いが見られる。

まず、異常時の波形の形を観察するとピークの位置は正常時と一致している。谷の部分は吸気弁の開いた少し後に現われている。このことから吸気行程で排気管側からも吸い込まれていると推定される。

以上のように、排気管中の圧力にガスもれによる異常が最もはっきりと見られたが、実際の検出方法としては、排気管加工の問題、センサーの耐久性などの点から不向きであると考える。

3.5 まとめ

以上の結果から排気弁のガスもれによる異常検出について次の事が云える。

- (1) 排気弁ガスもれによって排気管の振動は広い周波数範囲にわたって大きくなる。特に燃焼時期のクランク角度に起っている。又、それはガスもれの程度に比例している。
この事から検出は燃焼の時期の振動に着目すると良い。
- (2) マイクロホンでは高い周波数成分で異常が現われず、振動データの結果と異なっており検出はかなり困難であると予想される。
- (3) 排気管内の圧力にガスもれによる異常が認められるが、検出方法としては適当でない。
- (4) 具体的検出方法としては、第2章1節の弁間隙不適正の検出方法と同様に行うのが最も簡便であると考える。

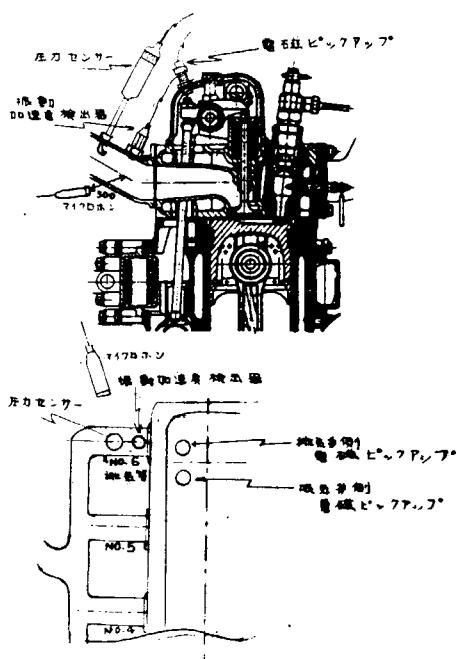


図4.3.1 検出器取付け位置

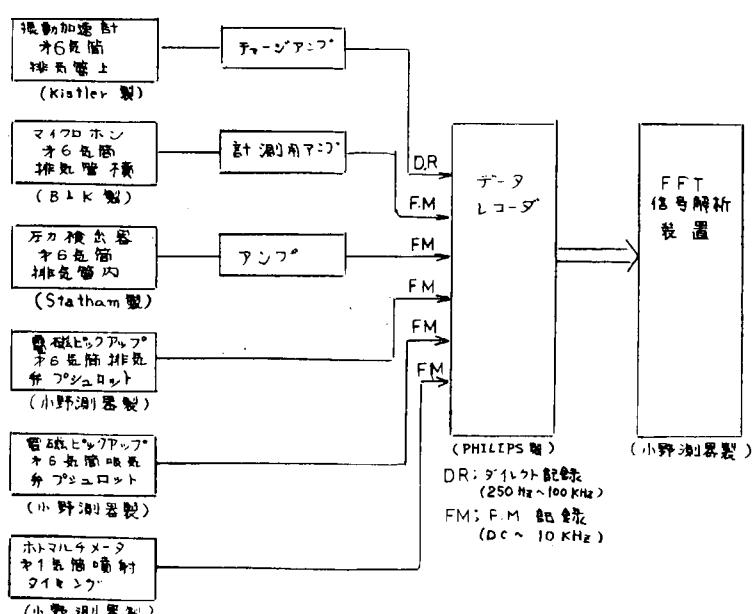


図4.3.2 計測及び解析ブロックダイヤグラム

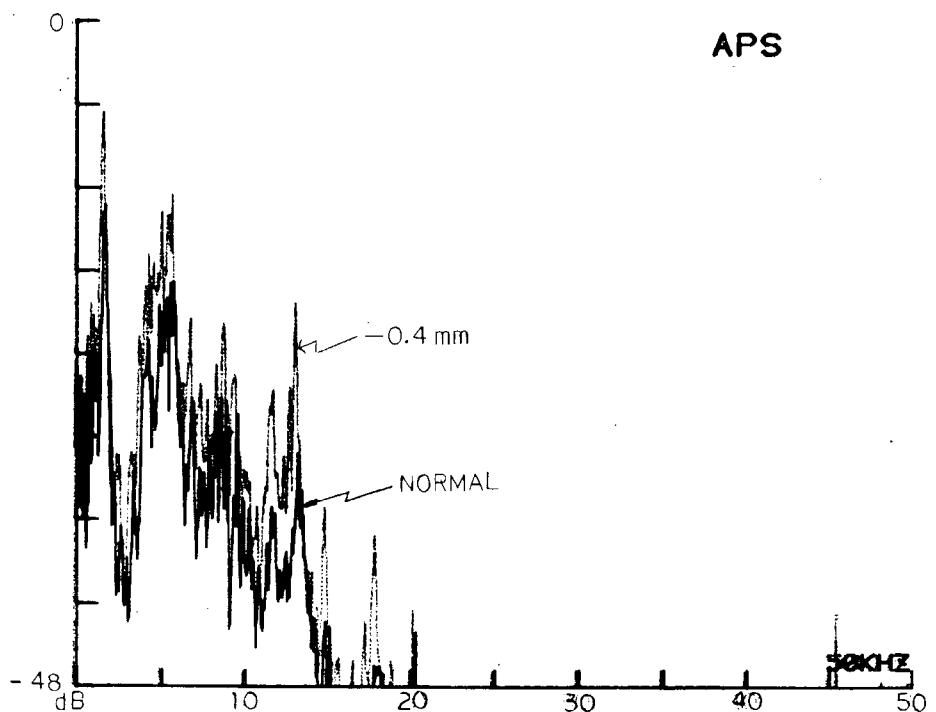


図 4.3.3 排気管振動（排気弁開）

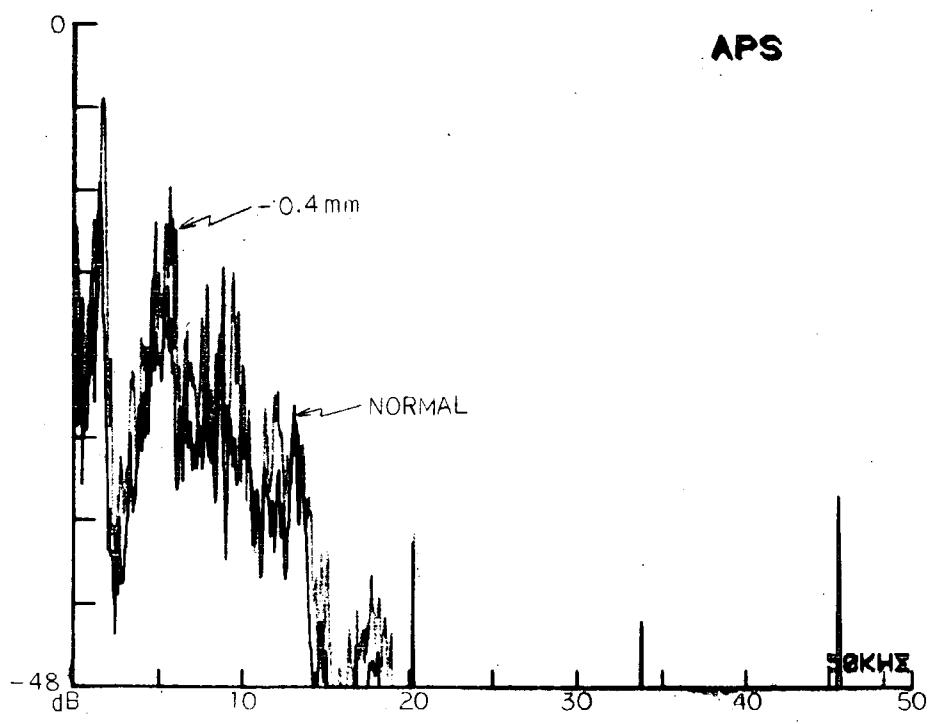


図 4.3.4 排気管振動（排気弁閉）

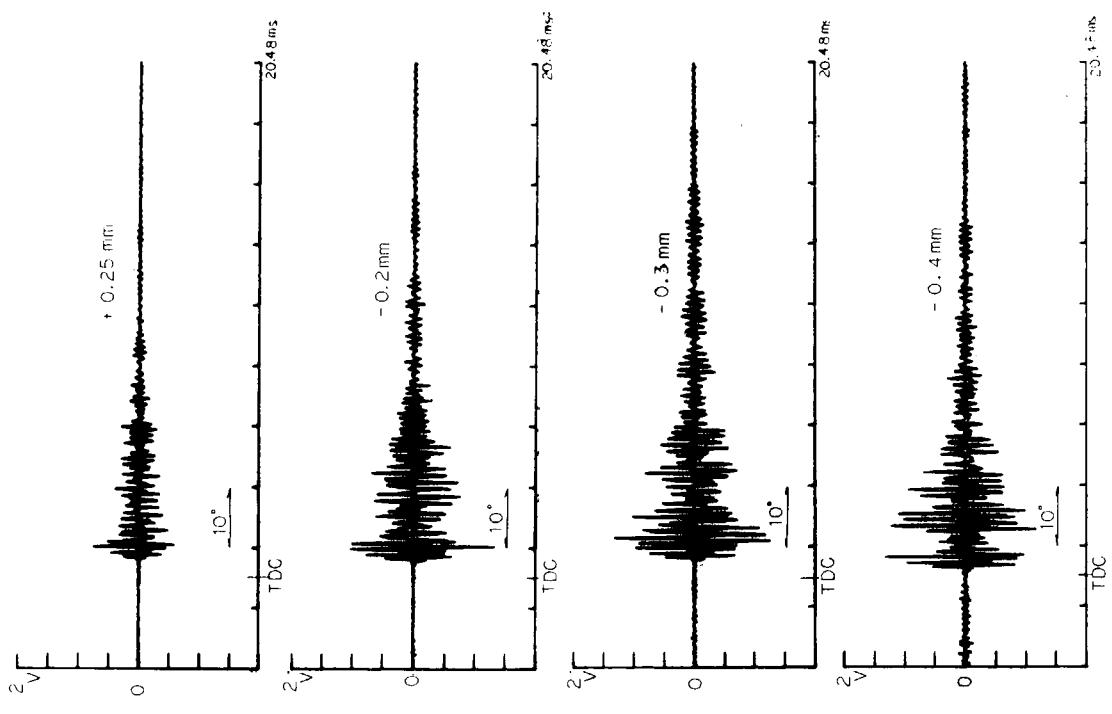


図 4.3.6 排気管振動（燃焼）
(2.5 kHz ハイパスフィルタ)

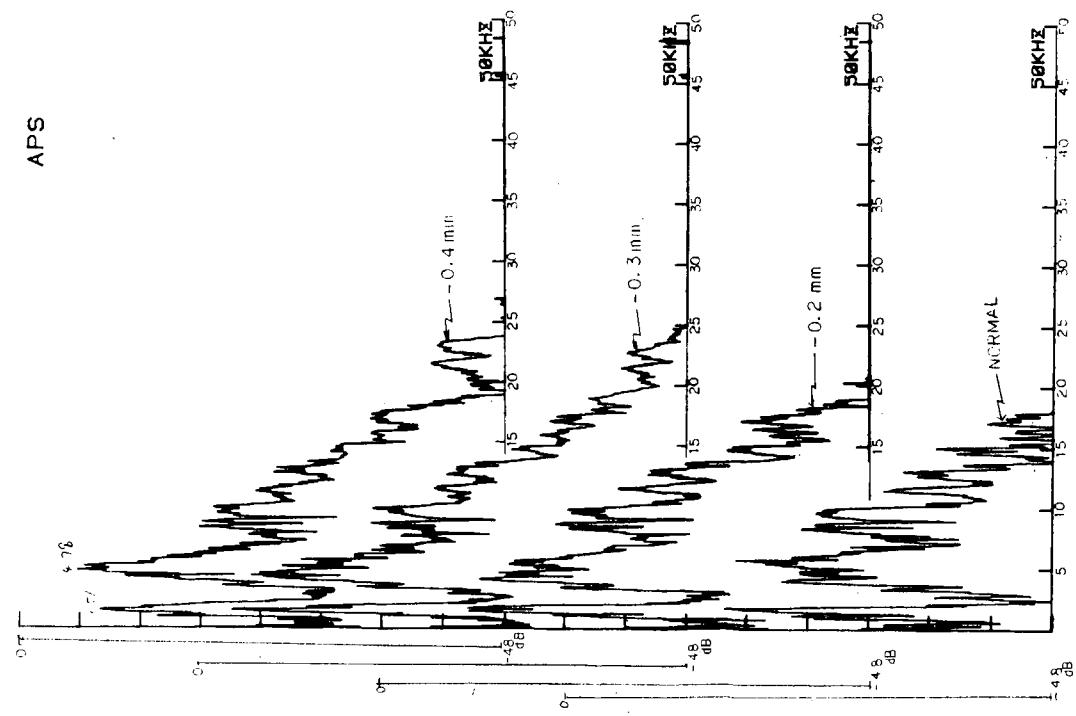


図 4.3.5 排気管振動（燃焼）

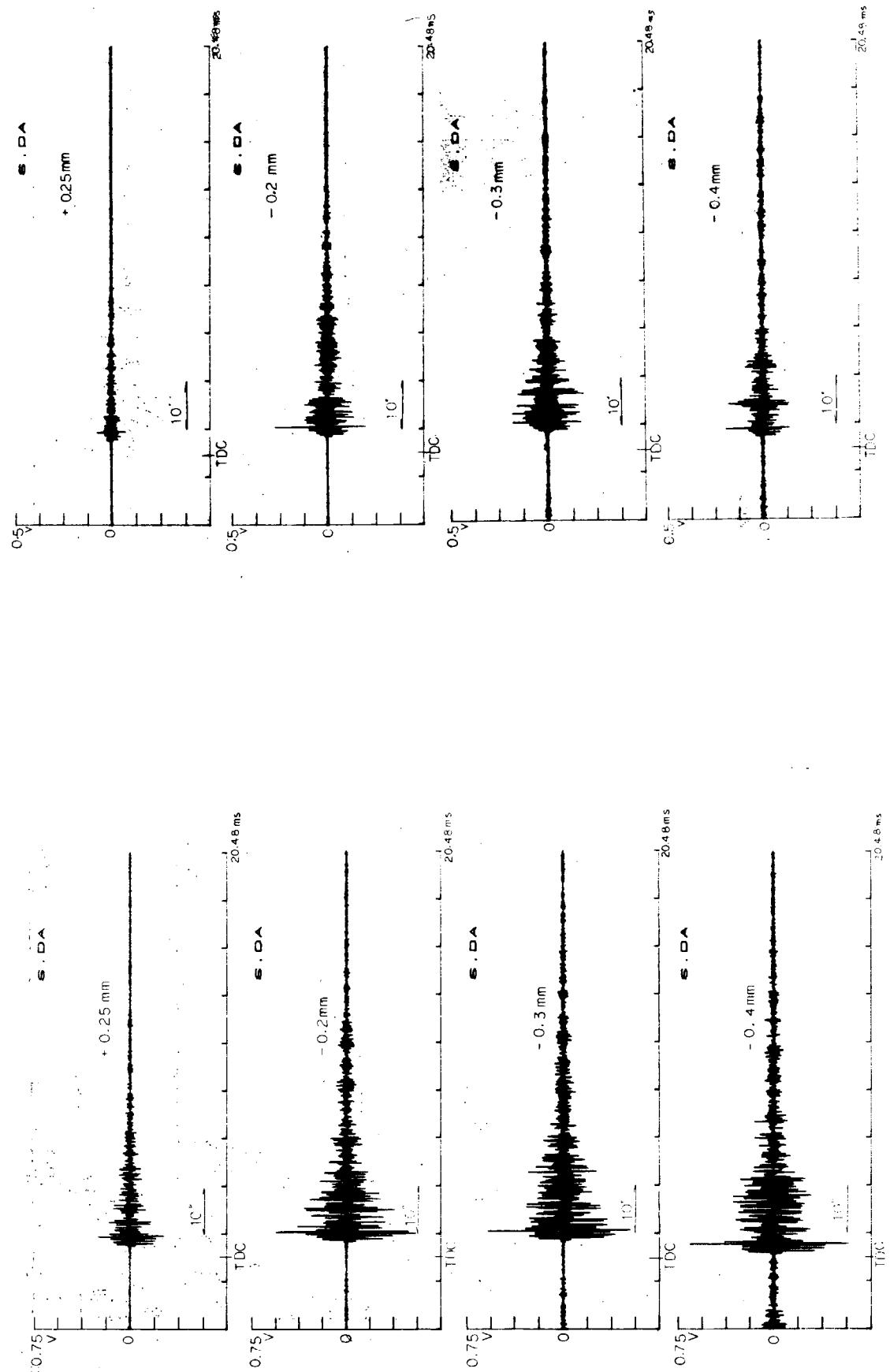


図 4.3.7 排気管振動（燃焼）
(10 KHz ハイパスフィルタ)

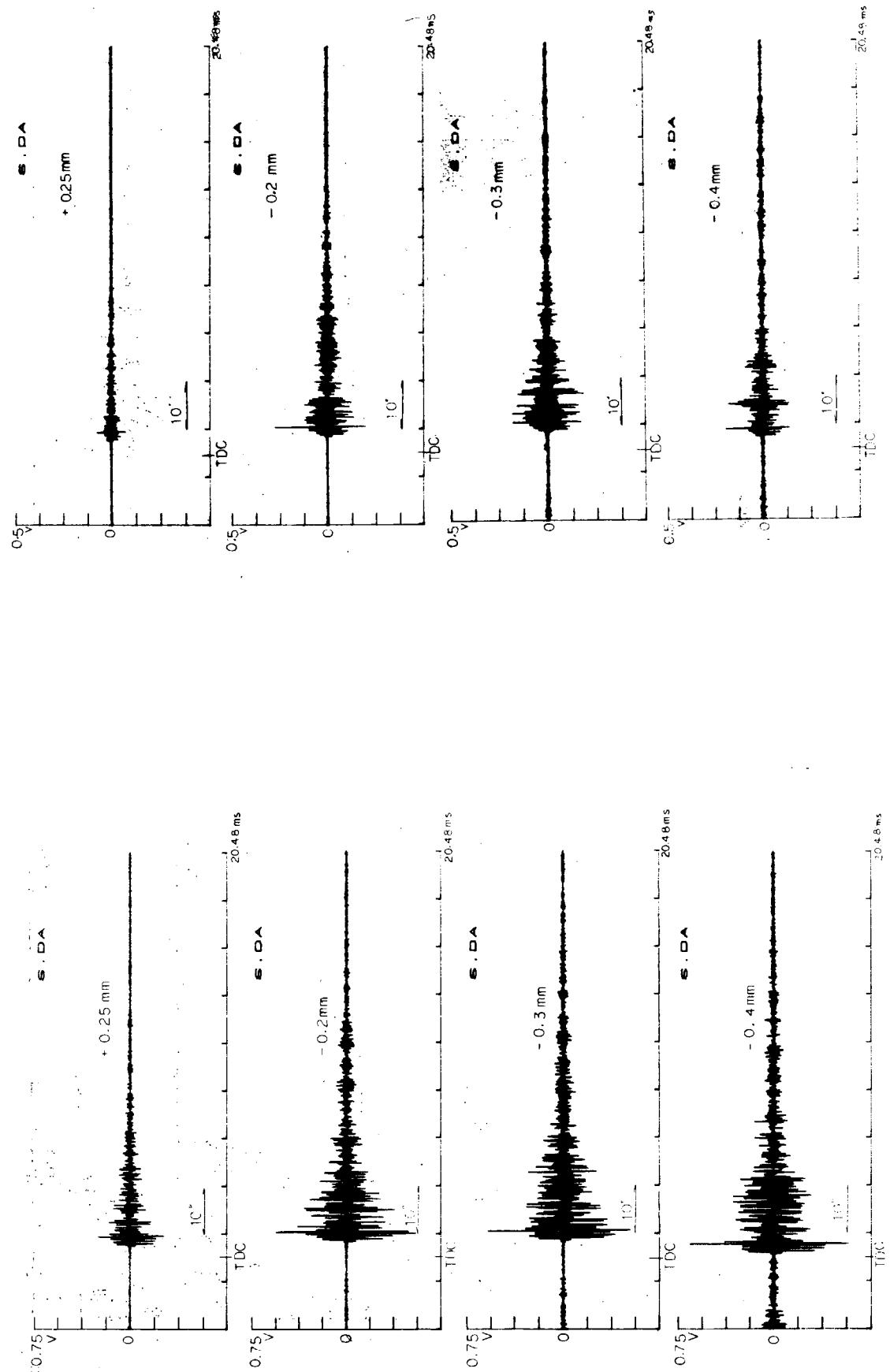


図 4.3.8 排気管振動（燃焼）
(15 KHz ハイパスフィルタ)

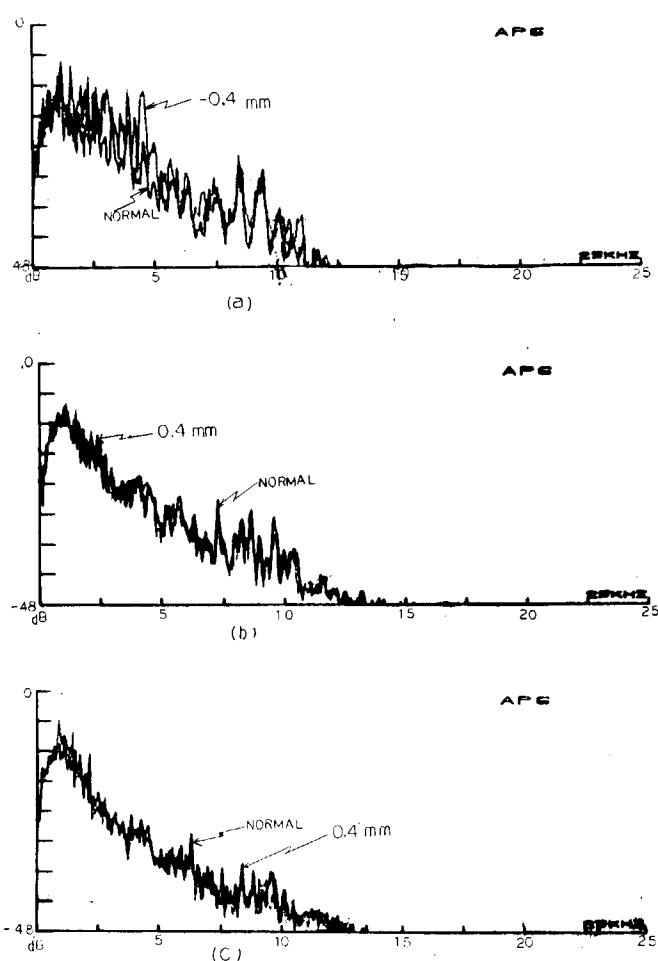


図 4.3.9 排気管横の騒音スペクトル

(a); 燃焼 (b); 排気弁開 (c); 排気弁閉

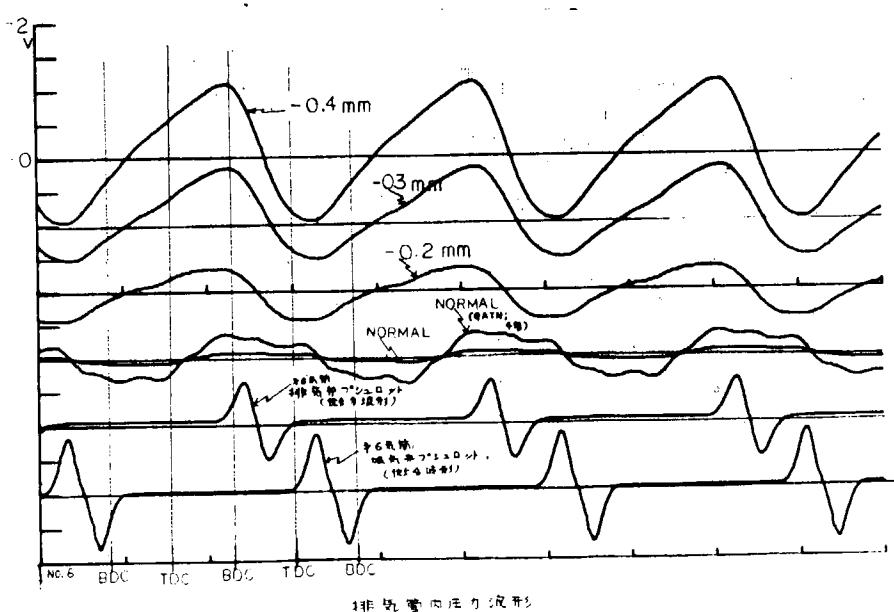


図 4.3.10 排気管内圧力波形

第 5 章 結 論

本研究の結果はそれぞれの節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ごとくなる。

- (1) タベット間隙不良のごとく、低い周期で系内に衝撃的現象が生ずる場合、音響、振動いずれの信号においても、正常時でも高いパワーを有する低周波成分で見るよりも、正常時にパワーの低い高周波成分で見る方が容易である。又現象自体全クランク角度で連続して起るのではなく、ある特定クランク角度に集中しているため、ある特定クランク角度間の信号に着目した方が識別は容易である。

異常自体はパルス状の信号でこの信号が部品の固有値、伝達系の固有値で変形されたものを信号として受信するのであり、一般には部品形状は複雑で多くの固有値を持っており異常自体固有な周波数成分を持つものではない。

固体振動を検出した場合、音響に較べ減衰が早く、伝達経路の制約が大きいため他からの信号が入り難く、且つ伝播速度も早いので、低周波成分除去程度の簡単な信号処理をほどこし、クランク角度に対する波形を観察することで異常の検出が可能である。

- (2) 齧車系では、音響、振動いずれの信号においても、周波数成分は噛合に起因する次数及びこれ等の高調波が卓越している。特定の歯に異常が起った場合、この歯の噛合次数の成分が増大する。

- (3) 排気弁からのガス流れについては、ホワイトノイズに近い異常信号が発生することが確認されたが、管壁の減衰が大きく、音響センサーでは軽微なものは検出出来ていない。

排気管の固体振動を検出し(1)項に述べた方法で検出が可能である。

又解析方法について見れば、フーリエ解析器の使用により、ある特定クランク角度間に注目し、この間の平均的周波数成分を解析すること、従来のトラッキングフィルタより高速に且つ高い分解能で広範囲な平均的周波数分布、パワー率等の解析が可能となり、異常現象と信号の相互関連が明らかとなった。

しかし、フーリエ解析器はこの他に種々の解析関数を比較的簡単に求めることが出来るが、これ等関数の有効性は本年度研究範囲では確認されていない。

音響、振動いずれの信号も予想外に高い周期性があり、このため比較的簡便なクランク角度に対する信号波形を比較することにより異常が識別されることも確認されている。

検出器の面より見れば音響センサーは数少いセンサーで全体的な信号を検出出来る有利性があるが、ピストン機関のごとく多数の同期性のある有力な音源を含む系では、異常信号が正常信号に埋没し検出出来ないため、この有利性が生きて来ない。逆にある部分の信号に焦点を絞った時他の部分からの信号が遮断し難く、異常現象により生ずる信号を曇昧にしている。又クランク角度に対する信号波形を見る時には、固体振動ほど減衰が速かでないこと、信号伝達に時間がかかり現象時期とクランク角度の整合性がなくなる等不利な点もある。

振動センサーは全体的な信号を把握することが、音響センサーほど容易でなく、実用面ではセンサー数の増大又は逐次センサー取付場所を変えて調べる等不利な面があるが、音響センサーと逆の特性があり、或る部分に焦点を絞った場合には有利となる。

又現状において耐久性の面でも振動センサーの方が優れている。本年度の研究範囲では音響センサーよりも、振動センサーが優れているといえるが、まだ研究途中であるため、今後の研究では両者を平行して使用していきたい。