

内燃機関の音響特性に関する研究 (第1報)

福田基一*・和泉晴夫*

要 旨

内燃機関の機関性能と音響特性を関連づけて総合的に研究した文献は少ない。

筆者らは各種の機関についてその総合的な調査を実施しているが、本報では、その第1報として、排気音と機関性能との関連について行なった二三の実験と、その総合特性の整理の一方法として正味平均有効圧力一回転数線図で表示した場合の例を示した。

また、負荷を変化した場合における排気音、吸気音、弁部騒音、クランク室騒音、ギヤボックス騒音などの騒音特性について述べた。

1. ま え が き

内燃機関の発生する騒音を防止する対策に就いては古くから強い要望があるにもかかわらず、未だ十分な解決の方法は見出されていないといっても過言ではない。

内燃機関の騒音制御の解決の第一段階は、その騒音源の実態を明確に把握することであり、第二は、その実態に基づいた適格な対策を講ずることである。しかし、機関形態上の問題や機関を運転する場合の関連的な諸要素を多く含んでいるために、騒音源の本質を明確にすることは必ずしも容易ではない。

内燃機関特有の音響特性を知ることは、機関設計上の目標として、また消音器設計や機関の設置場所、設置条件の設定、運転条件の規定をする上において重要であり、また音響による機関運転状況の診断法として用いる場合にも必要である。また機関運転性能と音響特性の間には、直接、間接にも密接な関連を持つことが考察されるにもかかわらず、これらを総合的にとりあげた文献は皆無に近い。

以上の理由のために、著者らは、各種機関の排気音、機械音その他の騒音を調査し、その音響特性を典型的に分類し、かつ機関性能との関連について研究することを試みているが、本報では、その第1報としてとくに対称的な機関についての機関性能と音響特性の関係に関する概括的な事項について報告する。

2. 実験目的および実験方法

2.1 実験目的

内燃機関特有の音響特性を調査し、その類形的特性を

知るためには機関の大小、型式、燃焼方式、サイクル、圧縮比、シリンダ数、冷却方法、回転数の範囲、負荷の変動率などを厳密に分類し、機関の形態上、機構上の質的要素に基因する音響特性と、機関出力の大小その他による量的要素に影響する音響特性を考慮しなければならない。

この両者を知るためには、各型の機関について、運転条件を変化させたときの音響特性を数多く調査することが必要である。この目的のために、まず以下の実験方法によって実験を行なった。

2.2 実験機関

本報に報告する機関としては、次のように対称的なものを選んだ。まず小型機関の類似性を比較するために、とくに小型の高速2サイクル空冷ガソリン機関と、小型4サイクル水冷ディーゼル機関を例にとって比較を行なった。また小型機関と大型機関との比較をするために、とくに大型低速4サイクルディーゼル機関について調査した。これらの機関の記号は表1に示すごとくである。なお機関名の表示については、小型2サイクル機関をG2S₁機関、小型4サイクルディーゼル機関をD4S₁機関、大型4サイクルディーゼル機関をD4L₁機関として表示することにする(次ページ参照)。

2.3 実験方法

機関性能の測定は、一般の機関性能試験を行なう場合と同様に、回転数、負荷、燃料消費率、排気ガス温度、背圧などを測定し、同時に騒音レベルを測定して、それらの関連について観測を行なった。騒音レベルの測定は、排気音、気筒音、吸気音、ギヤ音などに分離してお

*機械工学教室

表1 機関諸元

実験機関			機関諸元					備考
種類	名称	呼称名	気筒径×行程	気筒数	最大出力	総排気量	圧縮比	
小型	高速2サイクル ガソリン機関	G2S ₁	41φ×38	1	4PS /8000rpm	50cc	6.6	クランク室 掃気方式
	低速4サイクル ディーゼル機関	D4S ₁	90φ×150	1	4PS /750rpm	1062cc	17.4	
大型	低速4サイクル ディーゼル機関	D4L ₁	430φ×500	6	1500PS /360rpm	0.43m ³	13.0	排気タービン 過給機付

のおのの音圧レベルを測定すると同時に、周波数分析器による周波数特性の解析を行なった。

各機関の運転条件の変化は、その機関に適した方法で回転数または負荷を変化させ機関出力を調整して行なった。ただ実験の目的上、測定点の数は、回転数の変動できる範囲と、負荷の変動可能の範囲でできる限り多く採る必要があることから膨大となり、一機関について約200点内外となった。

おもな測定の項目は、

1. 機関出力
2. 燃料消費率
3. 回転数
4. 負荷率
5. 排気温度
6. 背圧
7. 音圧レベル
8. 絞弁開度
9. その他

である。

測定装置は図1に示すごとくである。

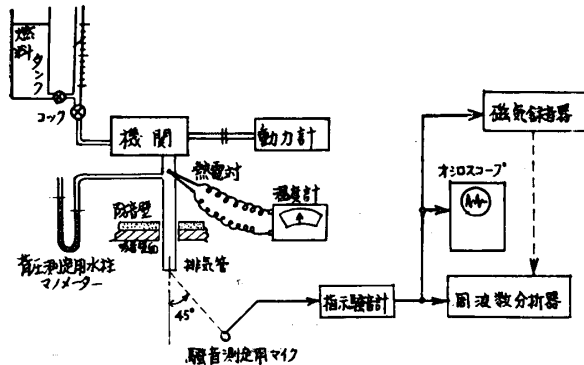


図1 実験装置

排気温度は、排気弁(孔)直後10cmの箇所で熱電対によって測定し、背圧の測定は、排気弁孔直後10cmの箇所で水柱マノメーターによって直読した。動力計には水動力計(東京衝機製)および直流電気動力計(昭和電機製)を用いた。音圧レベルの測定は、日本電子測器KK製のSL-5型指示騒音計を用いコンデンサーマイクロフォンを使用して精密に測定し、周波数分析器には同社およびデンマークのブリュール社製の1/3オクターブ周波数分析器を使用し、実験中、あるいは、磁気録音後に分析を行なった。

とくに排気音は、他の騒音源と分離する必要から、図2のように排気管を実験室の壁の外に出して測定を行なった。この場合、排気音の壁からの反射音の影響が当然考慮されるので、壁面および、地面には、十分な量の吸音物質をはってこれを防止した。また、機関出力は排気管長による脈動効果よりの変動が考えられるので、なるべく脈動の影響の少ない管長を選ぶ必要があり、管長の影響がはいらないようにその長さを適当に選んで、各測定を行なった。3.1の各実験における排気音測定点は、いずれの場合も排気出口より1mで、機関室壁面よりは1m以上離れた位置である。

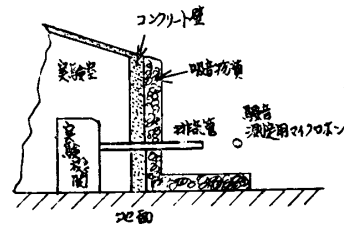


図2 排気音測定位置

3. 実験結果および考察

3.1 音響特性と機関性能との一般的関係

前述のG2S₁機関とD4S₁機関に関して実験し、その総合特性を整理した結果を次に示す。

まずG2S₁機関(小型2サイクルガソリン機関)において、回転数を3000~8000rpmに変化させ負荷を変化せしめて各種機関性能と排気音圧レベルの関係を個々に求めた場合の結果は、図3に示すごとくである。しかし、図3では、各種性能因子の個々の特性がわかるだけで、その総合的な関連については全く不明であるから、これを解決しなければならない。

さて排気音について考察すると、本質的にはこれはシリンダの排気口が開いたときのシリンダ内圧力と外気圧との圧力差による圧力波によって誘起される媒質の振動に基づくものである。したがって、排気開口直前のシリンダ内圧力の関数として表示することが妥当である。

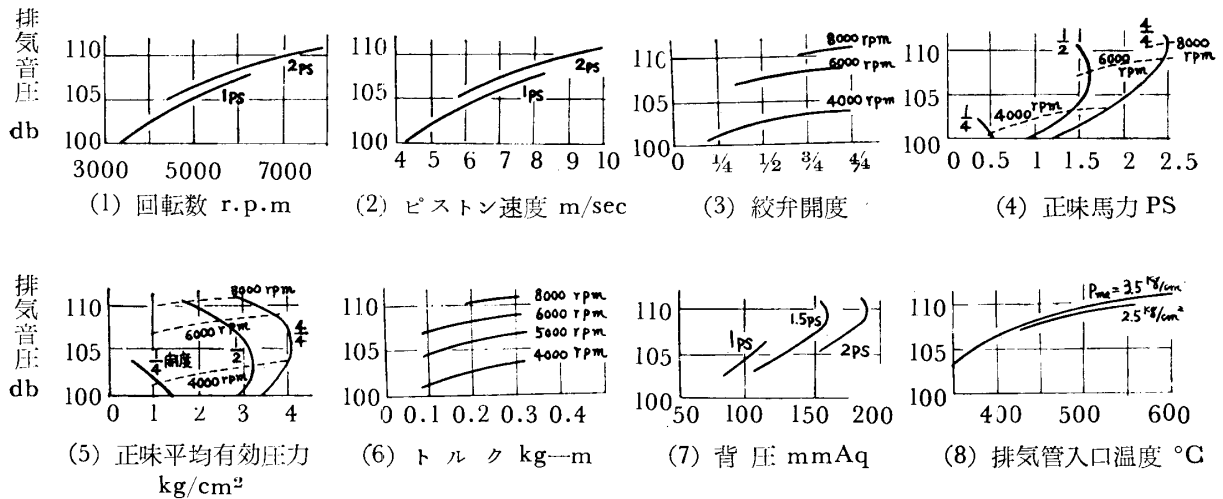


図3 G2S₁ 機関の各機関性能と排気音との関係
(排気音測定距離 1m)

また排気開口直前のシリンダ内圧力は、サイクル論的にはこれを容易に平均有効圧力の関数として表示することができるから、したがって、排気音圧レベルはその機関の正味平均有効圧力と回転数の関数として近似的に表示できることになる。

一方、機関の正味馬力は、正味平均有効圧力と排気量と回転数の積の関数であり、回転力は正味平均有効圧力と排気量の積の関数である。一定機関においては排気量は常数となるから、機関性能は正味平均有効圧力と回転数の線図で表示される。

以上を総合して考察すると、排気音と機関性能を総合表示する方法の一つとして、正味平均有効圧力-回転数線図が最も妥当であると考えられる。

図3をこれによって総合表示した結果は図4に示すごとくである。縦横軸を対数で表示すれば、出力は平行直線群で示される。また燃料消費率線は弧状曲線で示され、排気温度(シリンダ直後)その他の機関性能も図の如く表示される。最小燃費率の位置は、弧の中心として示されるから、この状態における排気音を求めることも容易である。

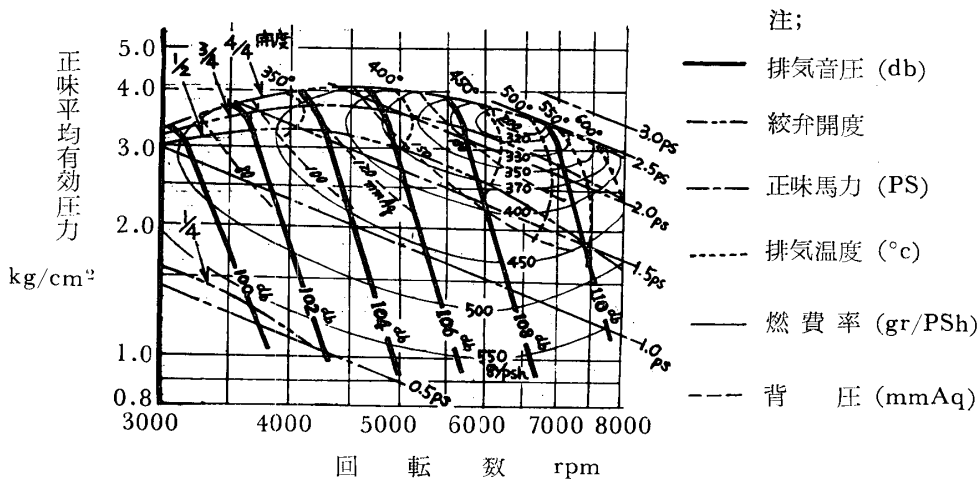


図4 G2S₁ 機関における総合表示 (排気音測定距離 1 m)

また排気音圧レベルはほぼ平行な直線に近い曲線群で示され、したがって、出力直線群とはほぼ一定の傾斜を持つことが認められる。このため排気音の一般実験式を求

めることが可能である。

D4S₁ 機関の排気音について同様に表示した総合特性については図5に示すごとくである。

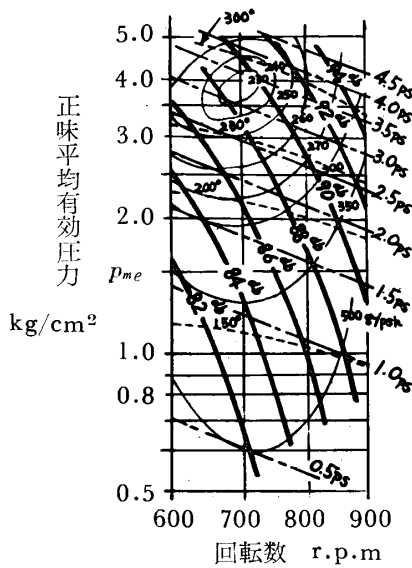


図5 D4S₁機関における各特性の総合表示
(排気音測定距離 1 m)

G2S₁機関と同様に、音圧レベルは平行曲線群として表示され、排気音と機関出力の関係は傾斜が異なるだけで比較的類似した傾向を示す。

この両者を比較すると大略次のように考えられる。

(1) G2S₁機関にくらべて、D4S₁機関の音圧レベルは一般に小さい値を示すが、これは2サイクルと4サイクルの相違による排気開口直前のシリンダ内圧力の差および回転数の差などによる影響と考えられる。

(2) 排気音圧線と機関出力線との傾斜の状況は、両機関とも比較的類似した傾向を示す。

(3) 排気温度も、D4S₁機関の方が小さいが、これも排気開口の時期に基因すると考えられる。すなわち、G2S₁機関の排気開口角度は下死点前66°であるのに対して、D4S₁機関では下死点前46°であり、前者の方が排気開口時の温度が高くなることが推定される。

(4) いずれの場合も最小燃費率を示す位置が明確化されるのでこの位置における排気音の式を求めることは容易である。

次に、G2S₁機関における排気音の一般式を求めた場合の例を示す。

いま排気音圧レベル E 、正味平均有効圧力 p_{me} 、回転数 N 、正味出力 L とおく。図4において音圧レベルを平行直線群として近似すると次式が成り立つ。

$$p_{me} = AN^K \tag{1}$$

ここで K は音圧レベル線の傾斜を示すことになる。

(1)式より

$$\log p_{me} = \log A + K \log N \tag{2}$$

上式において

$$\log A = \alpha + \beta E \tag{3}$$

ここで α は音圧レベル線による常数、 β は音圧差間隔の大小を示す係数である。

(2)、(3)式より音圧レベルの一般式は次の如くなる。

$$E(\text{db}) = \frac{1}{\beta} (\log p_{me} - K \log N - \alpha) \tag{4}$$

第4図についてそれぞれの係数を求めると、G2S₁機関の音圧レベルは近似的に次式で示される。

$$E(\text{db}) = 3.8 (\log p_{me} + 8 \log N - 2.25) \tag{5}$$

以上は音圧レベルを平行直線群と近似しうる場合の一例であるが、多くの機関についての一般式に関しては、次報で説明する予定である。

3.2 機関各部騒音の音響特性(周波数特性)

3.1の量的な排気音圧レベルと機関性能の関係とともに、質的要素の周波数特性を知ることが重要である。いま対称的な二種類の機関、すなわち小型機関のG2S₁機関と大型機関のD4L₁機関の二種の機関に例をとり回転数および負荷を変化して機関各部騒音の音響特性(周波数特性)を調べた結果は次の如くである。

3.2.1 小型高速2サイクルガソリン機関各部の騒音特性

小型高速2サイクルガソリン機関(G2S₁機関)において回転数を変化した場合の機関各部騒音の測定結果を図6～図11に示す。

(a) 無負荷時における各部騒音特性

一般に主要音源の音圧レベルは、排気音、吸気音、気筒放射音の順に小さい。(図6)

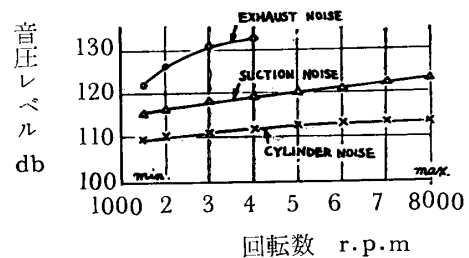


図6 騒音分布特性(測定位置壁面より3cm)

排気音は図6に示すごとく低速回転時においては排気音の高周波成分は少なく、回転数の増加に伴って著しく増大する。また回転数の変化によって低周波成分の変化はきわめて少ない。

〔注〕 G2S₁機関の3.1の場合と3.2の場合の測定については、日時、測定方法などが違うので、直接3.1と3.2の場合と比較することは、無意味である。

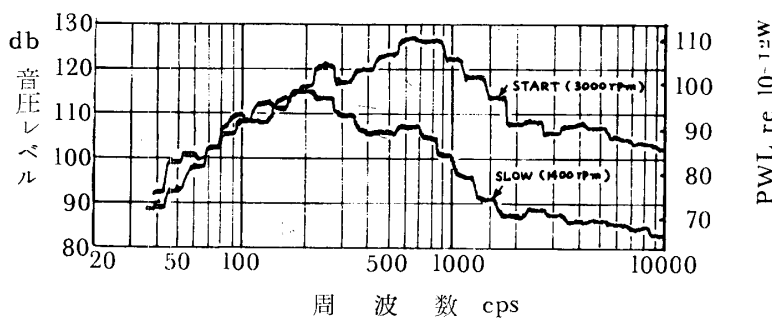


図7 排気音の周波数特性 (測定距離排気出口中心より4 cm)

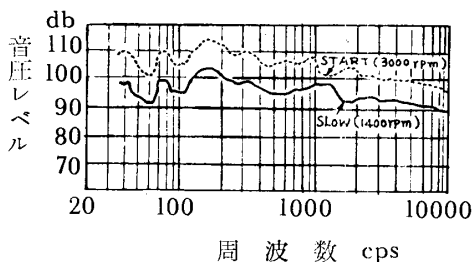


図8 吸気音の周波数特性(吸気入口より3 cm)

吸気音は、回転数の変化によって排気音と全く異なった特性を示す。すなわち 図8 に示すように、排気音と比較すると低速時において高周波の成分の比重が大きい。また回転数が増加するにしたがって、音圧レベル全周波域で、ほぼ一様に増加する傾向がみられる。

気筒放射音は比較的に低周波成分が多いが、図9に示すように、回転数の増加にしたがって次第に高周波成分が増す傾向を示す。

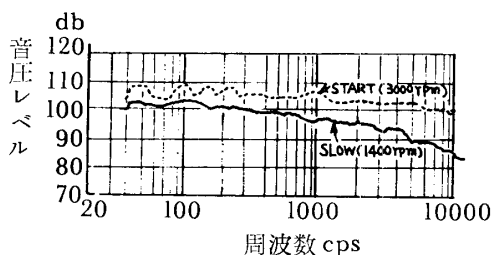


図9 気筒放射音の周波数特性(壁面より3 cm)

ギヤボックスの発生する音圧は、図10に示すように全周波域にわたってほぼ一様の周波数特性を示す。回転数を増加した場合のギヤノイズの調査については、他の騒音源の音圧レベルの増大率が大きくなるため小型機関では測定困難である。

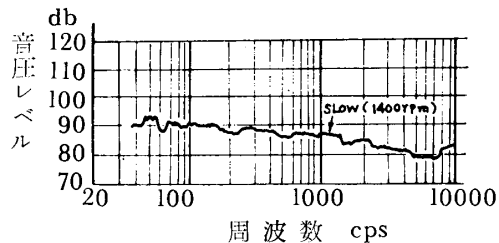


図10 ギヤボックス部騒音の周波数特性(壁面より3 cm)

(b) 負荷時(走行時)における排気音の周波数特性

負荷をシャーシーダイナモで走行負荷に保ち、回転数を変化させた場合の排気音の周波数特性を調べた結果は、図11に示すごとくである。図から次のことがわかる。

(i)低周波域では $f_0 = nZ/60$ cps, (n : 毎分1気筒爆発数, Z : 気筒数)を基本とする周波数およびその高調波の影響が顕著に発生する。たとえば、3000rpmのときは、上式の計算では、 $f_0 = 50$ cps であるが、図11からも50cps 及びその高調波に顕著なピークがみられる。同様に計算結果は、4000rpm のとき $f_0 = 66$ cps, 5000rpm

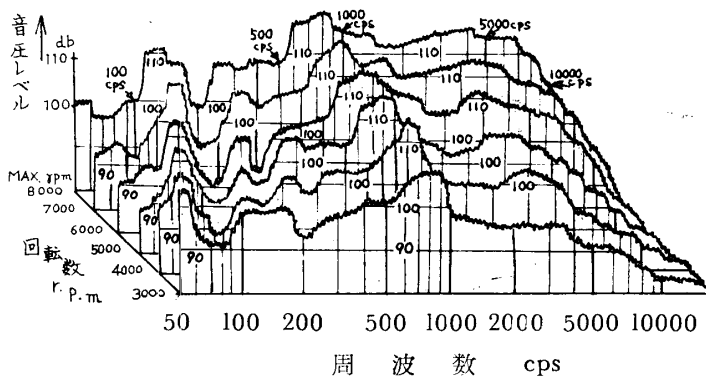


図11 排気音の機関性能と周波数特性の関係 (測定位置: 排気管出口より20cm)

のとき $f_0=83\text{cps}$, 6000rpm のとき $f_0=100\text{cps}$, 7000rpm のとき $f_0=116\text{cps}$, 8000rpm のとき $f_0=133\text{cps}$ であるが, それぞれの周波数およびその高調波においてピークが発生することが実験的にも認められる。

(ii)回転数の増加により著しく高周波成分の増大がみられる。これは2サイクルであるため排気流量の増大が著しく, これに基因する気流音などの影響と考えられる。

(iii)800 cps 付近の周波数における音圧レベルの増大は, 排気管長に基因する共鳴のためと考えられ排気管を閉管として計算した結果と共鳴周波数が一致している。

(iv)i, iiの結果, 回転数の増加に伴って排気音のピークは, 漸次高周波に移行することが認められる。

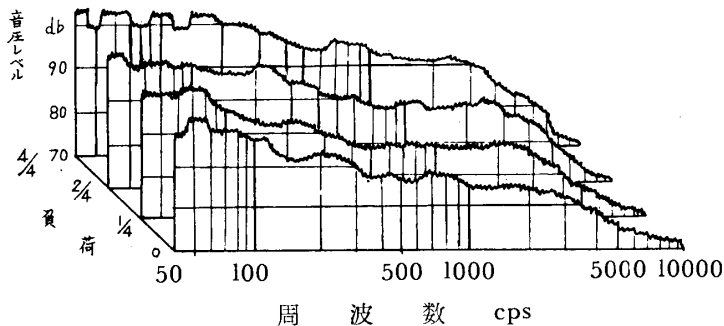


図12 排気音の周波数特性 (排気出口より1m)

(b) 吸気音

吸気音は無負荷のときには高周波成分は比較的に少ないが, 負荷を増すと特定の高周波成分が急増する。とくに過給機付きの場合には, 排気タービンの騒音に基因す

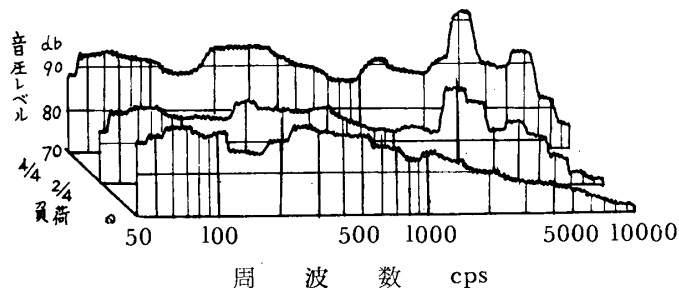


図13 吸気音の周波数特性 (吸気入口より50cm)

表2より図13の高周波成分のピークの周波数を解析すると

無負荷のときの共振周波数は

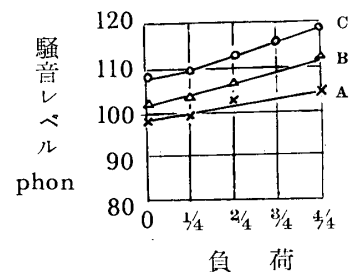
$$f_0 = \frac{22 \times 3250}{60} \approx 1200 \text{ cps}$$

3.2.2 大型低速4サイクルディーゼル機関各部騒音特性

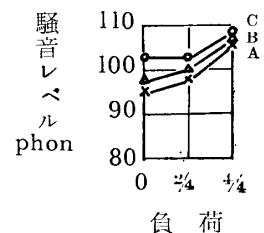
大型低速4サイクルディーゼル機関 (D4L₁機関) について回転数を一定にし, 負荷を変化した場合の騒音特性の測定結果を図12~図16に示す。

(a) 排気音

回転数を一定に押し負荷を増した場合は, ほぼ全周波数域にわたって音圧レベルが増加する。低速大型機関の排気音周波数特性は, 低周波成分がきわめて大きく高周波成分は比較的に少ない。これは基本周波数は18cpsで, その高調波も低音において顕著なためと考えられる。騒音レベル曲線は横軸に負荷を普通目盛でとった場合はほぼ斜線型となる。これらの関係を図12に示す。



ることが多い。本機関の場合は排気タービン過給機 (羽根数22枚) が付いており, またその回転数は, 表2に示すごとくである。過給機の影響は, 重負荷の増合とくに顕著であり, これらの関係は図13に示すごとくである。



1/2負荷のときの共振周波数は

$$f_0 = \frac{22 \times 5700}{60} \approx 2100 \text{ cps}$$

3/4負荷のときの共振周波数は

$$f_0 = \frac{22 \times 7500}{60} \approx 2800 \text{ cps}$$

となり、実験結果と一致する。すなわち、吸気音には過給機騒音の影響が大きくはいており、その周波数は毎秒羽根が空気を切る周波数に等しいことが認められる。騒音レベル曲線は、下に凸の形である。

(c) 吸排気弁部騒音

吸排気弁部騒音は図14に示すごとく周波数成分の変動が全周波数にわたってかなり少なく、周波数分析曲線は一般に平型を示す。また騒音レベル曲線は斜線型となっている。

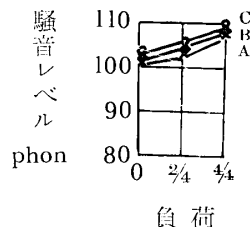
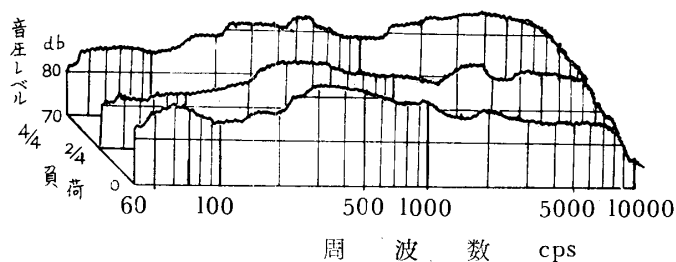


図14 気筒音の周波数特性 (壁面より30cm)

(d) クランク室騒音

クランク室騒音は、図15に示すように低周波および高

周波成分が中間域に比較して少なく、周波数特性は丘型を示す。騒音レベルも負荷の変化による影響は少ない。

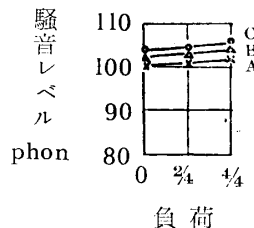
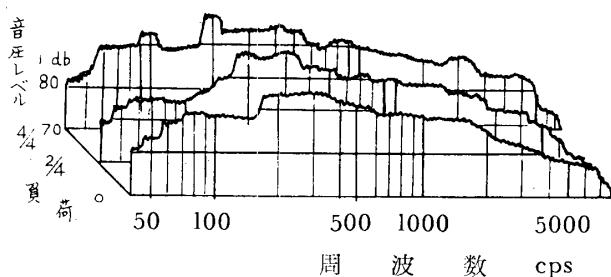


図15 クランク室騒音の周波数特性 (壁面より30cm)

(e) ギヤボックス部騒音

クランク室騒音と同様に機械音は、図16に示すように一般に中間周波数域が大きい丘状の形態を示す前掲の小型機関のギヤボックス騒音特性に比較して低周波および低周波成分が少ない特性を示しているのは、前掲のG2S₁

機関は約4倍の高速で歯車がかみ合っているためと考えられる。ギヤボックス部の騒音レベルは、負荷が増すにしたがってレベルの増加の割合が次第に小さくなる。すなわち図16に示すように上に凸な騒音レベル曲線となる。

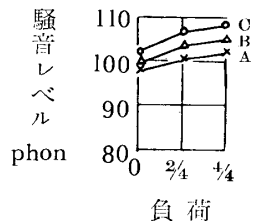
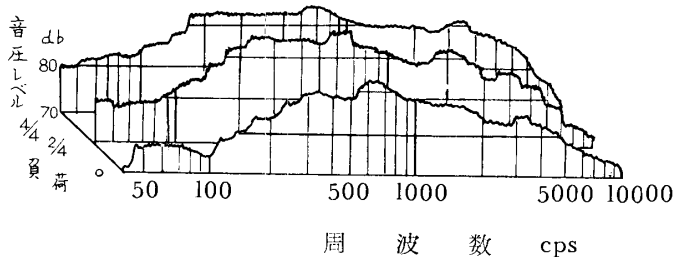


図16 ギヤボックス部騒音の周波数特性 (壁面より30cm)

(f) 機関性能との関係

(a)~(e)の測定中における機関性能のうち背圧および気筒出口排気温度および排気管内温度の測定結果を表2

に示す。表中気筒番号は、排気タービンに近い方から1, 2, 3……を示し、管内温度もタービンに近い方から示す。タービン直後を1, 4m後方を2, さらに4m後方

を3として示す。管端は3より2m後方である。

表2 排気温度及び背圧の関係 (D4L₁機関)

負荷	排気タービン 回転数 rpm	排気ガス温度(シリンダ番号) °C						排気管内温度 °C			背 圧 mmAq
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	
0	3250	270	284	264	280	337	288	109	106	104	23
1/2	5700	392	390	394	394	394	402	311	295	288	64
3/4	7500	396	392	396	396	396	405	390	376	372	149

表2に示すごとく、負荷が増すとともに背圧は急上昇するが排気温度は飽和状態に近づくことが認められる。

4. 結 び

内燃機関の音響特性に関する各種実験例のうち、対称的な機関を抽出し、それぞれ、機関性能を変化させたときの機関各部の騒音特性および周波数特性を調査し、その一般総合特性を述べた。なお本報掲載の図表および資料はすべて吸排気消音器を除いた場合の実験結果である。

最後にこの実験に対して、協力された山口大学機械工学科内燃研究室、上杉、梶上、倉住、重政、竹村君ら

の諸君ならびに、新潟鉄工所研究課長岡田彰氏、鈴木自動車川原文明氏、東北大学工学部二村研究室の各位およびその他の方々に対し感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) 福田他：内燃機関の音響特性(第1報)
日本機械学会60周年仙台講演会前刷 (Sept. 1957)
- 2) 福田：内燃機関の音響特性(第2報)
日本機械学会九州支部北九州地方講演会前刷 (May. 1961)
- 3) 福田, 和泉：内燃機関の音響特性(1)
日本音響学会昭38年秋期講演会前刷 (Oct. 1963)