

エンジンにおける燃焼衝撃の発生機構に関する実験的研究 (第3報：エンジン各壁面からの騒音放射)

小嶋 直哉*・小林 啓二*・小林 雅博**

An Experimental Study on Generation Mechanism of Combustion Induced Engine Noise (3rd Reprint ; Noise Radiation from Engine Walls)

Naoya KOJIMA, Keiji KOBAYASHI and Masahiro KOBAYASHI

Abstract

In the previous papers, the relationship between the power exerting the combustion chamber wall and the combustion noise power radiated from the outer wall of engine was studied with both a single combustion excitation and running operation. This relationship was denoted by the transmission-radiation coefficient, and was compared with some different types of engine.

In this paper, the vibration transmission coefficient and the noise radiation coefficient were separately obtained as two parts of the transmission-radiation coefficient of the engine structure. The generation mechanisms of combustion induced engine noise were investigated in detail calculating these coefficients for each engine wall and their contributions to the total.

1. まえがき

前報^{1),2)}までは、エンジンの燃焼衝撃と放射騒音との間に伝達放射特性を定義し、各種エンジンでの比較・検討を行なった。また、燃焼衝撃の伝達経路の解明も行なった。

シリンダ内で発生する急激な圧力上昇は、シリンダヘッド内壁面およびピストン上面に作用し、新たな衝撃を発生しエンジン構造内を伝搬する。これらの応答はエンジン外壁の各部において重畳され、騒音を放射する。ここで、燃焼衝撃とエンジンの外壁面から放射される騒音を定量的にとらえる場合、燃焼室内壁面からエンジン外壁面に至る構造の振動応答特性と、外壁

面の振動から放射騒音への変換特性について個別に検討する必要がある。

本報においては、前者をエンジン構造の燃焼衝撃に関する振動伝達係数、後者を騒音放射係数としてそれぞれパワー比で表わし、前報までに明らかにした伝達放射係数で示されるエンジンの燃焼衝撃音の発生特性についてより詳細に解析を進めた。

2. 実験方法

本報における供試エンジンは、第1報¹⁾に示したエンジン I (船用縦型水冷単気筒ディーゼルエンジン：総排気量536cc, 最高出力5.9kW/3000rpm) である。

エンジン各外壁面の伝達放射係数を求めるため、測定対象とする壁面以外を鉛シートでカバーし遮音した。また、エンジン各部壁面の振動による体積速度を測定するため、エンジンを26枚の振動板から構成されてい

*機械工学科

**大学院機械工学専攻

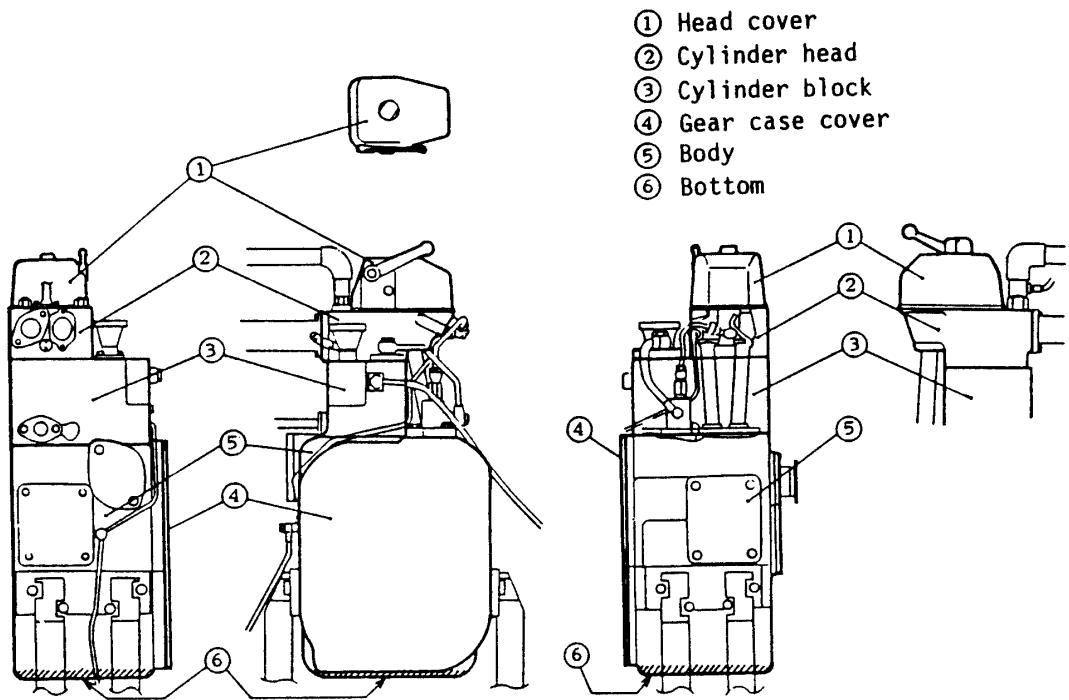


Fig. 1 Surfaces of test engine.

るものと考えた。このときFig. 1に示すようにエンジンを6つのグループに分け、それぞれの音響放射パワーを表示した。

その他の実験条件、測定装置および解析方法は前報と同じである。

3. エンジン各部の伝達放射特性

前報^{1),2)}では、エンジン外壁面から放射される燃焼騒音のパワー W_s と燃焼室内壁面に作用するガス圧力振動によるパワー W_c との比をエンジンの燃焼衝撃音に関する伝達放射係数 G と定義し、エンジンの外壁面全体についてこの値を求めた。すなわち、

$$G = \frac{W_s}{W_c} \quad (1)$$

そこで、本報ではまずエンジンの各外壁面から、実際にどのような燃焼衝撃音が発生しているかを求めるため鉛カバー法を用い、各部壁面から発生する騒音を個別に測定し、それぞれの壁面について伝達放射特性を求めた。Fig. 2は、鉛カバー法により求めたエンジン各部外壁面の伝達放射特性を全壁面について加算したものを、エンジン外壁面全体で実際の放射騒音から求めた伝達放射特性、および全壁面を鉛でカバーした時の伝達放射特性を比較したものである。

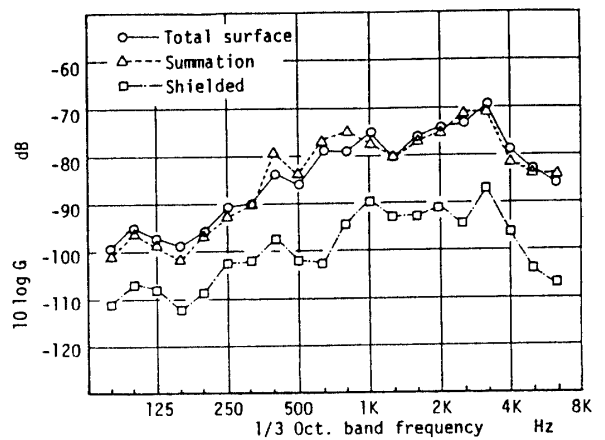


Fig. 2 Transmission-radiation coefficients.

鉛でエンジン全体をカバーすることにより、全周波数域において10~20dB程度のレベル低下が見られる。これにより鉛カバー法による遮音効果は十分であることがわかった。また、エンジン各部外壁面の伝達放射特性を加算した値とエンジン全体の伝達放射特性の値は良好な一致を示していることがわかる。

Fig. 3にエンジン各部壁面の伝達放射特性を示す。シリンダヘッドカバーにおいて5k, 6.3kHzは、他の壁面のレベルが低下しているのに対しあまりレベル低下

がみられない。よってこの周波数においてはシリンダヘッドカバーから放射される騒音がエンジン全体に対する伝達放射特性に及ぼす影響が大きいものと考えられる。エンジン全体と各部壁面を比較するとギヤケースカバーとボディの伝達放射特性が他の部分に比べて大きく、この2つの部分が燃焼衝撃音に大きな影響を与えているものと考えられる。

ここで、エンジン全体の伝達放射係数を100%として、各帯域周波数域における、各部壁面のエネルギー寄与率を算出し、Fig. 4に示す。Fig. 4において、面積比率では8%しか占めないギヤケースカバーの燃焼衝撃音の寄与率が大きく、特に500Hz、2.5k~4kHzにおいてこの傾向が著しい。この原因としては、カバーが薄い大きな平板からなり、振動し易い構造となっているためと考えられる。

また、ボディは全周波数域にわたり大きな寄与率を示しているが、これはボディが総面積の58%をも占めていることによると考えられる。

以上のことから、この二つの部分が全周波数域で燃焼衝撃音の主な騒音放射源となっていることがわかる。

4. 振動伝達特性と騒音放射特性

4.1 振動伝達特性

エンジンの外壁面における振動は、主に速度振幅の時間平均値を一定に保った非定常振動として考えるこ

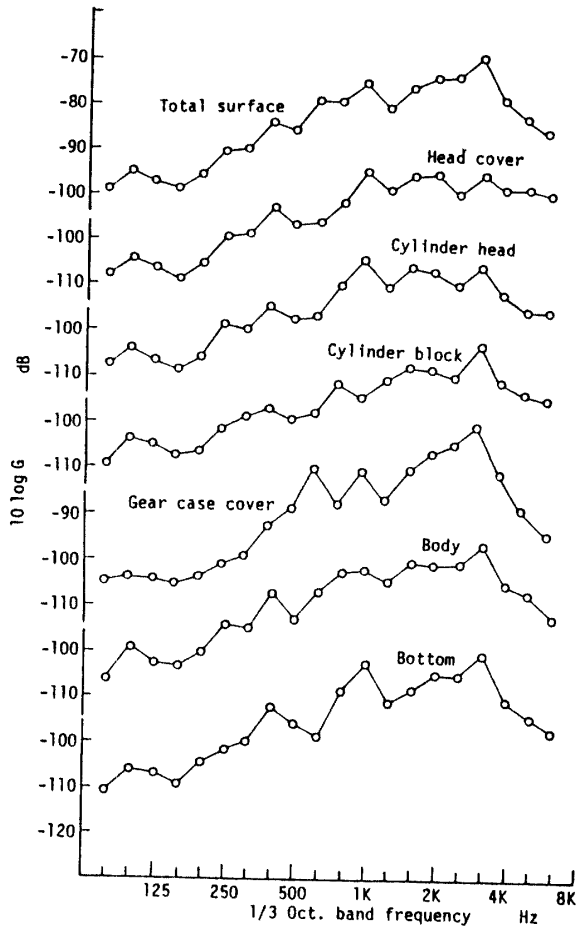


Fig. 3 Transmission-radiation coefficients of each engine surface.

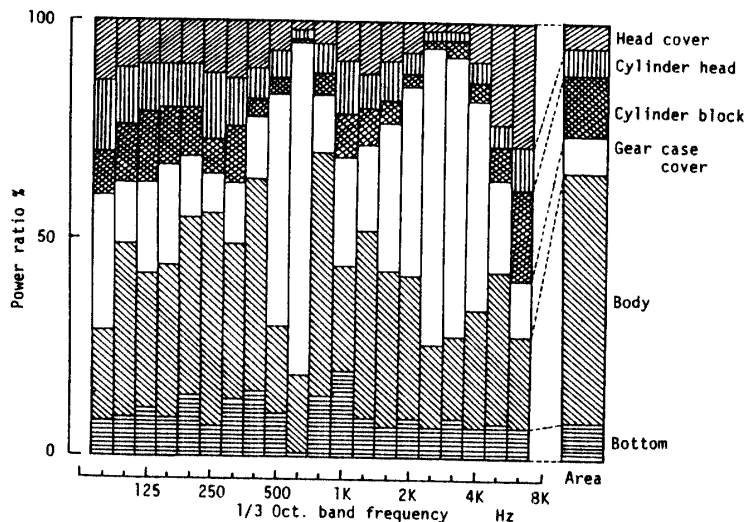


Fig. 4 Noise contribution of each surface to the total.

とができる。ここで、振動板の持つ体積速度がすべて音として放射されると考えた場合の音響パワー W_v は、次式で表わされる。

$$W_v = \rho c \langle \dot{\xi}^2 \rangle S = \frac{\rho c \langle \dot{\xi}^2 \rangle S}{4\pi^2 f^2} \quad (2)$$

ただし、 $\langle \dot{\xi}^2 \rangle$ 、 $\langle \xi^2 \rangle$ ：速度および加速度振幅の時間的空間的平均値

ρc ：固有音響インピーダンス

S ：振動板の面積

f ：周波数

上式をレベルで表示すると、次式のようになる。

$$L_{vw} = \overline{L}_v + 10 \log S + 10 \log \frac{\rho c \alpha_0^2}{4\pi^2 W_0} - 20 \log f \quad (3)$$

ただし、

W_0 ：音響パワーレベルの基準値 (1 pW)

α_0 ：振動加速度レベルの基準値 (10 $\mu\text{m/s}^2$)

\overline{L}_v ：振動板における振動加速度レベルのパワー平均値

一方、単一爆発加振における振動加速度波形は単一衝撃信号であるため、エネルギーの2乗平均値を求めるのは困難である。そこで前報¹⁾で詳述したように、単一衝撃信号を基準時間 T_0 ($T_0 = 1$ 秒)における短形エネルギーパルスに置き換えて、その高さ W を時間的平均値として用いることにする。

ここで、各部が振動板として持つ音響パワー W_v は、燃焼衝撃のパワー W_c に比例すると考えられるので、燃焼衝撃と各部が振動板として持つ音響パワーとの間に、次式に示すような振動伝達特性 $10 \log G_v$ (G_v ：振動伝達係数)を定義する。

$$10 \log G_v = L_{vw} - (L_{cp} + 10 \log A_c) \quad (4)$$

従って、式(3)と式(4)より、次式が得られる。

$$10 \log G_v = \overline{L}_v - L_{cp} - 10 \log A_c + 10 \log S + 10 \log \frac{\rho c \alpha_0^2}{4\pi^2 W_0} - 20 \log f \quad (5)$$

ただし、 $\overline{L}_v - L_{cp}$ ：振動加速度とシリンダ圧力の相対レベル差のパワー平均値

いま、エンジンの各外壁面が n 枚の振動板によって構成されており、それぞれの間の干渉はないものとする、その壁面が振動板としてもつ音響パワー W_{vi} および燃焼衝撃からその壁面までの振動伝達係数 G_{vi} は、それぞれ次式で表わされる。

$$W_v = \sum_{i=1}^n W_{vi} \quad (6)$$

$$G_v = \sum_{i=1}^n G_{vi} \quad (7)$$

で、表わされる。

エンジン I の各部壁面における単一爆発加振の振動

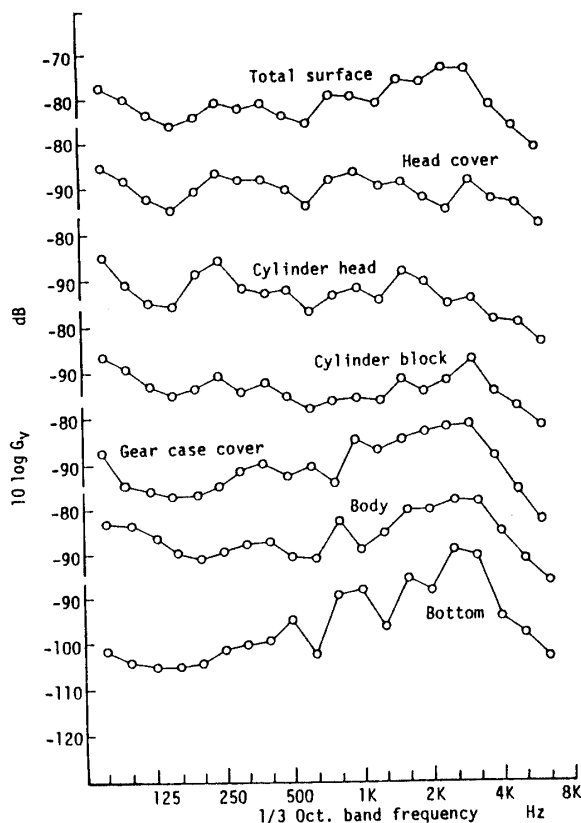


Fig. 5 Vibration transmission coefficients of each engine surface.

伝達特性をFig. 5に示す。シリンダヘッドカバー、シリンダヘッド、シリンダブロック、ギヤケースカバー、ボディ、ボトム、とエンジン各部壁面においてそれぞれ異なる値を示している。エンジン全体においては、3.15kHz以下の周波数範囲でそのレベルには大幅な差異が認められず、燃焼衝撃から外壁面への振動伝達特性は、比較的平坦な周波数特性となっている。シリンダヘッドカバーにおいては、全周波数域にわたって振動伝達特性の値は変化していない。

ここでボディでは、1.6k~3.15kHz、ギヤケースカバーでは1k~3.15kHz、ボトムでは2.5k~3.15kHzにおいて他の部分よりも振動伝達特性が大きな値を示し、それぞれの部分が各周波数帯域において、エンジン外壁全体の体積速度の値に大きな影響を与えていることが予想される。

ここで単一爆発加振実験において、エンジン各部壁面の振動伝達特性に対する影響を比較するため、各周波数成分のエンジン全体を100%としたときの各部壁面の寄与率を求め、Fig. 6に示す。

Fig. 6よりボディの影響が全周波数域にわたり大きいことがわかる。1kHz以下の周波数域では、ボディ

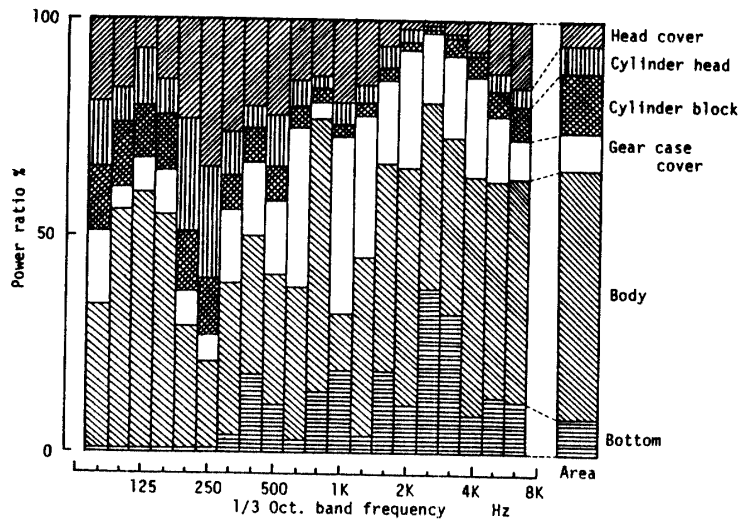


Fig. 6 Vibration contribution of each part to the total.

以外では、ヘッドカバー、ヘッド、ブロックが大きな値を示しているが1kHz以上では寄与率は小さい。逆に1kHz以上の周波数域では、ボトム、ボディ、ギヤケースカバーの3つで全体の70%以上を占めている。

以上のことよりエンジン各部壁面のもつ音響パワーがエンジン全体にどのように影響を与えているかが明らかになった。

4.2 騒音放射特性

前節では、シリンダ内で発生した燃焼衝撃と、それによって発生する各部壁面の振動との間に振動伝達特性を定義し、各部エンジン壁面のもつ音響パワーを算出した。ここでは、エンジン壁面のもつ音響パワーが実際にどの程度騒音として放射されるのか、その変換割合を示す騒音放射特性を求めてみた。

振動板から放射される騒音のパワーを W_s 、振動板のもつ体積速度がすべて音として放射されると考えた場合の音響パワーを W_v とすると、振動板の放射効率 σ は、次式で定義される。

$$\sigma = \frac{W_s}{W_v} \quad (8)$$

非定常振動をする振動板の放射効率は、著者^{7),8)}らによって求められている。この方法は、振動板が速度振幅の時間平均値が一定の非定常振動をしている面積 ΔS_r の微小騒音源の集合とし、 ΔS_r を無限大バツフル中にある表面積の等しい半径 a の半球と考えることによって、放射効率 σ を次式のように求めるものである。

$$\sigma = \frac{k^2 \Delta S_r}{2\pi + k^2 \Delta S_r} \quad (9)$$

ただし、

$$\Delta S_r = \frac{\pi}{f} \sqrt{\frac{D}{\rho_{th}}} \quad (f > f_1)$$

$$\Delta S_r = S \quad (f < f_1)$$

ここで、

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$$

$$f_1 = \frac{\pi}{S} \sqrt{\frac{D}{\rho_{th}}}$$

E : ヤング率 ν : ポアソン比

ρ_{th} : 比重量 h : 板厚

k : 波定数 c : 音速

振動板の騒音放射特性は次式で示される。

$$\begin{aligned} 10 \log \sigma &= L_{sw} - L_{vw} \\ &= L_{sp} - L_v + 10 \log \frac{A_s}{S} \\ &= 10 \log \frac{\rho c \alpha^2}{4\pi^2 W_0} + 20 \log f \end{aligned} \quad (10)$$

前報より単一爆発加振におけるエンジンの伝達放射特性は、

$$\begin{aligned} 10 \log G &= L_{bw} - (L_{cp} + 10 \log A_c) \\ &= L_{bp} - L_{cp} + 10 \log \frac{A_s}{A_c} \end{aligned} \quad (11)$$

で表わされる。

式(10)の L_{sw} 、 L_{vw} の代わりに、伝達放射特性 $10 \log G$ 、振動伝達特性 $10 \log G_v$ を用いて、次式のように表わすことができる。

$$10 \log \sigma = 10 \log G - 10 \log G_v \quad (12)$$

エンジン外壁面のうち、シリンダヘッド、ギヤケースカバー及びボディの騒音放射特性をFig. 7に示す。ギヤケースカバー及びボディでは、500Hz付近以下の周波数域において、騒音放射係数 σ が低下している。これに対

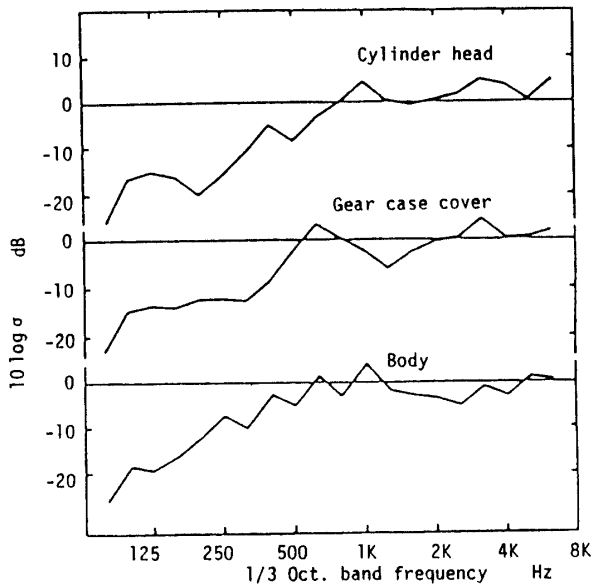


Fig. 7 Noise radiation coefficients of each engine surface.

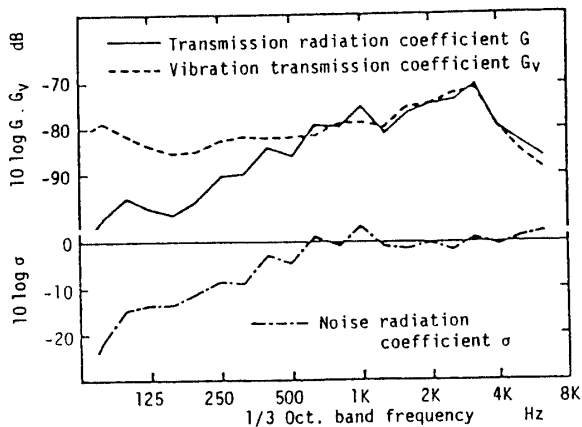


Fig. 8 Coefficients on combustion noise generation of test engine.

して、シリンダヘッドでは、800Hz付近から σ が低下しているが、これはヘッドを構成する壁の面積が小さいことによるものと思われる。

また、ギヤケースカバの騒音放射係数は、630Hzおよび3.15kHzにピークが認められるが、Fig. 4に示すように、この周波数帯域ではギヤケースカバ、ボディが主な騒音源となっている。したがってこの周波数成分の低減を図る際には、単に振動の制御のみならず各壁面騒音放射係数についても考慮する必要がある。

次にFig. 8に、エンジン全体について求めた振動伝達特性 $10\log G_v$ と騒音放射特性 $10\log \sigma$ を、伝達放射特性($10\log G$)と合わせて示す。

Fig. 8において、エンジンにおける振動伝達特性($10\log G_v$)は3.15kHz以下の周波数範囲でそのレベルには大幅な差異が認められず、燃焼衝撃から外壁面への振動伝達特性は、比較的平坦な周波数特性となっている。また630Hz以上の周波数域においては、壁面振動から放射騒音への変換に際してエネルギー損失が極めて少ないのに対し、500Hz以下では、放射係数が大幅に低下し、騒音が放射されにくくなっていることが知られる。

5. まとめ

本研究で得られた結果を以下に要約する。

エンジン各部からどのような騒音が放射されているか調べるため、測定箇所以外を鉛シートを用いて遮音し、個々の伝達放射特性を求めた。また、エンジン全体における各部壁面の影響を明らかにするため寄与率を求めた。これより、ギヤケースカバとボディの伝達放射特性が全周波数域にわたりレベルが高く、エンジンの燃焼衝撃音に大きく寄与していることが確かめられた。

エンジン各部壁面の振動と燃焼衝撃との関係を定量的にとらえるために、エンジンを振動壁面の組み合わせと考え、各壁面の振動が損失なく音に変換すると考えた音響パワーと燃焼衝撃力との間に振動伝達特性を定義した。この結果、エンジン各壁面の振動伝達特性はそれぞれの壁面に対する伝達放射特性と似た傾向が得られた。

燃焼衝撃によるエンジンの騒音放射特性を伝達放射特性と振動伝達特性の差から算出した。これにより、630Hz以上の周波数域においては、壁面振動が騒音として放射され易いことが明らかになった。

参考文献

- 1) 小嶋・他3名, 山口大学研究報告, 38-2 (1988), P. 25-31
- 2) 小嶋・他3名, 山口大学研究報告, 38-2 (1988), P. 33-38
- 3) C. E. Wallace: Radiation Resistance of a Rectangular Panel, J. Acoust. Soc. Amer., Vol. 51, No.3 (1972), P. 946
- 4) M. G. Hawkins and J. M. O'keeffe: Method of Determining the Effect of Design Changes on Diesel Engine Noise, CIMAC (1975), P. 341
- 5) C. M. P. Chan and D. Anderton: Correlation between Engine Block Surface Vibration and Radiated Noise of In-Line Diesel Engines,

- Noise Cont. Eng., Vol12, No 1 (1974), p. 16
- 6) P. J. Yorke: The Application of Idealization and Response Analysis to Diesel Engine Noise Assessment, SAE Paper 750866(1975), SP-397, p. 156
- 7) 生駒・他 2 名, 振動板から放射される騒音の予測に関する研究, 日本機械学会論文集, 46巻, 411号 (1980)
- 8) 福田・他 2 名, 山口大学研究報告, 29-1, (1978), p. 153-160
- (昭和63年 4 月15日 受理)