

1. 建設機械用ディーゼルエンジンの低騒音化

建設省土木研究所 沢田茂良・*境友昭

建設機械化研究所 本郷慎一

1. まえがき

ほとんどの建設機械の動力源はディーゼルエンジンであり、しかもこれが主たる騒音源になっていることを考え合わせると、建設機械の低騒音化を図る場合、ディーゼルエンジンの騒音低減は最も基本的な対策の一つと考える。

ディーゼルエンジンから放射される騒音のほとんどはエンジンの表面振動に依存しているが、表面振動を発生させる最大の要因は、圧縮、爆発行程でのシリンダ内の圧力変化である。したがって、エンジンの騒音を低減させる方法としては、エンジンの剛性を高めること、シリンダ内の圧力変化を緩慢にすることなど、の方法がある。前者の方法を用いる場合、エンジンコンポーネントの振動の状態騒音寄与量に関する知識が必要であり¹⁾、後者はエンジンの性能に直接影響があるので実施にあたっては実験的にその妥当性を確認する必要がある。

本報告は、*低騒音型ディーゼルエンジン*の騒音低減対策方法と、個々の対策効果について分析した結果を示すものである。

2. エンジン騒音の発生機構と騒音低減対策方法

2.1 燃焼音

燃焼音は、シリンダ内の圧力変化に依存するが、この圧力変化は点火遅れが短い程、またその間シリンダに蓄積された燃料の量が少ない程緩慢になり結果的に騒音は低減する。この対策として、④燃料噴射時期の遅延(タイミングリタード)、⑤燃料噴射パターンの変更がある。④は、シリンダ内の圧縮行程が進み十分に温度が上昇した時点で燃料を噴射して点火遅れの時間を短くしようとする方法、⑤は、燃料噴射ポンプのプランジャ径あるいはスロットルノズルの径を小さくして燃料速度を緩慢にしようとする方法である。

これらの方法は、最も有効な騒音低減対策の一つであるが、反面不完全燃焼、出力低下、排気ガスの悪化、燃料消費率の増加等エンジン性能の低下を惹起するとされており、採用にあたっては慎重な配慮が望まれる。

2.2 ピストンスラップ

ピストンとシリンダの間には通常0.01~0.05mmの半径すきま(ピストンクリアランス)があり、ピストンは一般にピストンピンと直角なスラスト方向のシリンダ壁面に接してすべり運動を行う。しかし、圧縮行程上死点通過直後および排気行程上死点前でピストンに作用するスラスト荷重の方向が変わり、ピストンのすべり面はシリンダのスラスト側から反スラスト側へ移行する。この時、ピストンはこのスラスト荷重によってシリンダ面と衝突し、打撃振動が発生する。この現象をピストンスラップ

ブと呼び、これはまたピストンが反スラスト側からスラスト側へ移行する時にも発生する。

このような打撃力は、ピストンの移行速度に比例し、騒音対策としては、スラスト荷重の変化を小さくすること、運動距離を短くすることが考えられる。前者に関しては、㉔ピストンピンの位置あるいはピストンの重心をシリンダの幾何中心からオフセットすること、後者に関しては、㉕ピストンクリアランスを小さくすること、が一般的に用いられている。(ピストンクリアランスには通常油膜が形成されるが、この油膜の持つ流体粘性抵抗はすきま寸法の3乗に逆比例するとされており㉕の方法が衝突速度の緩和に有効な方法であることがわかる。)

2.3 機械系の振動

シリンダブロックは、エンジンの構成要素で最も大きく、シリンダ内の圧力変化に起因する呼吸振動、ピストンスラップによる振動、あるいはクランクシャフトに起因するねじり振動を生じる。特に一般的なディーゼルエンジンではシリンダブロックのスカート部に振動に関して自由端となっており、この下部に取付けられるオイルパンとともに騒音寄与率の高いコンポーネントである。

シリンダブロックに発生した振動は、間接的あるいは直接的に他のコンポーネントへ伝達され、それらの部位から騒音となって放射される。

この騒音対策としては、㉖部材の剛性増、㉗制振、があり、放射音に対しては、㉘パーシャルエンクロージャ等の対策が考えられる。

3. 騒音低減対策の実際と効果の測定

図-1にエンジン騒音低減対策の概要を示す。図は、機械系の振動に起因する放射音に対する騒音低減対策の概要を示したものであり、燃焼音対策、ピストンスラップ音の対策を含めた全体については、表-1の実験計画にその内容を示す。

3.1 実験計画

個々の騒音低減対策方法が相互に独立な騒音低減効果を持つと考えた時、騒音発生機構として線形モデルを仮定することができる。この場合、任意の騒音低減対策を組み合わせた状態での騒音の強さは、(1)式で示される。

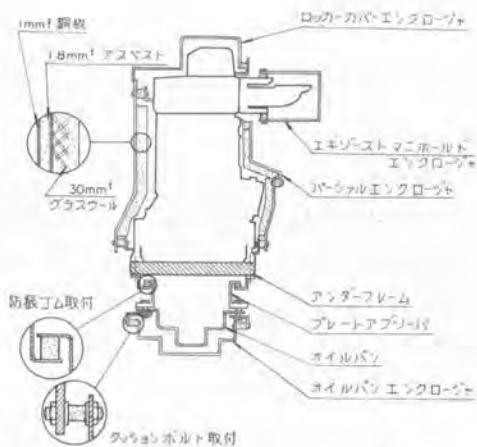


図-1 エンジンの騒音低減対策

$$U = U_0 - C^T \cdot A \cdot K + \varepsilon \dots\dots\dots(1)$$

U_0 : 原型エンジンの音の強さ (Watt/m²)

A : 騒音対策対象の騒音寄与量

K : 騒音低減対策対果比

C : 騒音低減対策効果の選択行列

ε : 観測誤差

表-1 騒音低減対策と実験計画と効果

要 因	実験番号		I																II				III				2,000 rpm		630 rpm									
	騒音低減対策項目	対象	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	線形推定値	dB-A	線形推定値	dB-A			
A	ビストンピンオフセット	(I)	1	1	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	1	-0.95×10 ⁻⁴	-0.11	-0.9×10 ⁻⁴	-0.33
	ビストンクリアランス	(I)	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	1	2.33	0.13	2.16	0.92
	ビストン形状変更	(III)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	0	1	1.10	0.15		
B	プランジャ径8φ→7.5φ	(I)	1	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	4.74	0.59	1.73	0.17
	ノズル径0.8φ→0.7φ	(I)	1	1	0	0	1	1	0	0	0	0	1	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0.76	0.16	1.05	0.41
C*	BTDC 18°(2°)	(I)	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5.75	0.79	0.44	
	BTDC 15°(5°)	(I)	1	0	1	0	0	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	9.17	1.38	1.66	0.67
	BTDC 12°(8°)	(III)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	1	11.16	1.77		
D	アングラーフレーム	(I)	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1	0	0	1	4.23	0.63	1.09	0.43
	* (ノックピン付)	(III)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	1	0	5.11	0.72		
	鋼鉄製ギヤケースカバー	(III)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0.33	0.04	0.0	0.0
	防振型オイルパン	(I)	1	1	0	0	1	1	0	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1.53	0.32	0.57
E	バーシヨナルエンクロージャ	(II)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0.68	0.09	-0.0	-0.0
	* (吸音処理)	(III)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0	1	0	2.98	0.41		
	オイルインエンクロージャ	(II)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0.01	0.0		
	排気マニホールドエンクロージャ	(III)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	0	0	0.50	0.07	-0.0	-0.0
F	エアリーナ(8→10インチ)	(II)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1.41	0.19	0.70	0.27
	吸気音, その他	(III)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0.30	0.04	0.67	0.26

* 燃焼タイミングは上死点前20°(BTDC 20°)を原型としている。()内はBTDC 20°からの遅延角を示す。

Aは騒音低減対策と線形な関係にある騒音の強さを示し、寄与量だから、対角線行列で示される。よって行列の要素 a_{ij} は、 $a_{ij} = 0 (i \neq j)$ 、 $a_{ii} \geq 0$ である。Kは騒音低減対策の部分音 a_{ii} に対する低減効果を示し、列ベクトルである。またCは、騒音低減対策の実験計画を示す行列であり、実験の対象とした騒音低減対策に1、そうでない項目に0のダミー変数を付与して構成したものである。騒音対策項目を n 、実験回数を m とすると、 $m \times n$ の行列となり、その具体的な値は表-1によって与えられる。

ここで、A、Kは共に未知数だから(1)式を一意に解くことができない。今 $H = A \cdot K$ とおき、これをあらためて騒音低減対策効果と定義するとHの推定値は、最小自乗法により、

$$\hat{H} = (C^T \cdot C)^{-1} \cdot C^T \cdot (U_0 - U) \dots \dots \dots (2)$$

として与えられる。

表-1は、騒音低減対策方法とその効果推定のための実験計画を示すものである。実験は、29種のパターンについて行い、実験計画の組立て方の違いから3ブロックに区分されている。ブロックIは、カテゴリ区分Iの騒音低減対策の効果分析を目的としたもので、16パターンの実験は要因A~Dを4要因、4水準に組立てたグレコラテン方格法による実験計画に再構成することができる。II、IIIは、その対象となる騒音低減対策項目の選択行列Cが主対角線要素を0、他の要素を1とするように組立てた実験計画である。

3.2 実験装置および実験条件

エンジンを半無響室(室容積45m³、平均吸音率0.7以上)の中央に設置し、騒音はエンジンの外側線から左右前後1mおよび上方0.7mの5点で測定した。エンジン運転時の内部条件は冷却水温で制御し、冷却水出口水温を80℃±1℃に保った。エンジンの回転速度は、(a)2,000rpm、(b)1,500rpm、(c)630rpmとし、原則的に無負荷としたが、実験ブロックIIIでは、回転速度2,000rpm時に比較のため100%負荷試

験をあわせて実施した。

4. 実験結果²⁾

4.1 騒音低減対策の主効果

表-1の最右欄に各々の騒音低減対策のオーバーオールでの効果を示す。騒音低減効果としては、タイミングリタードが最も大きく、次いで、アンダーフレーム、プランジャ径変更、パーシャルエンクロージャである。ピストンピンオフセットはピストンスラップ音対策として有効な方法とされているが、対象エンジンではその効果が観測されなかった。

図-2は、(1)式の線形重回帰モデルによる実測値と予測値の関係を示すもので、両者は1dB以内の誤差で一致しており、騒音発生機構を線形モデルで近似して十分記述できることがわかる。また、図より、表-1に示される全ての騒音低減対策を講じた場合、約10dBAの騒音低減値が推定される。

4.2 騒音低減対策の周波数特性

図-3は、主な騒音低減対策の周波数特性を示すものである。各々の騒音低減対策は異なった周波数特性を持つが、燃焼音対策となる。タイミングリタード、プランジャ径変更は、ほぼ同じ周波数特性を持っている。これらのことより、250Hz, 1,600Hz帯域は燃焼音, 3,150~4,000Hz帯域はピストンステップ音, 4,000~8,000Hz帯域は、機械系振動に依存しているものと推定される。また原型エンジンの卓越周波数は、315, 1,600, 4,000Hz帯域にあり、対象としたエンジンの騒音は、燃焼騒音に支配されていたことがわかる。

5. あとがき

ブルドーザ(10ton級)の定置ハイアイドル時の騒音を60dBA/30mとするためには、ディーゼルエンジン単体の騒音を5dBA低減させなければならないというのが本研究の出発点であった。これらの実験の結果、実用的な騒音低減対策を施した場合、約5dBAの騒音低減が推定され、当初の目的は達せられたものと思われる。

また、騒音対策に伴う、エンジンの性能低下が心配されたが、負荷試験の結果、有意な出力変化、燃料消費率の変化は全く観測されなかった。

参考文献

- 1) 沢田・境* 建設機械用ディーゼルエンジンの低騒音化(1) 土木技術資料 Vol 22 No 12
- 2) " " " (2) " Vol 23 No 2

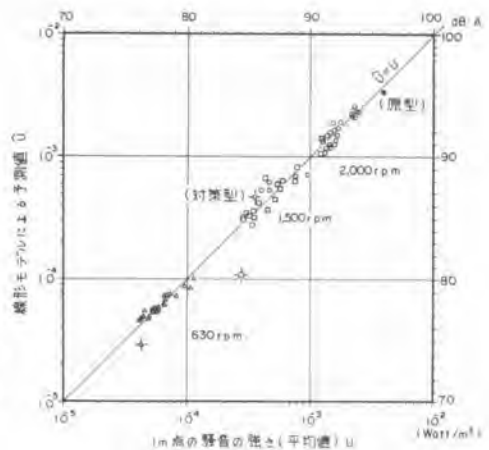


図-2 実測値と予測値の関係

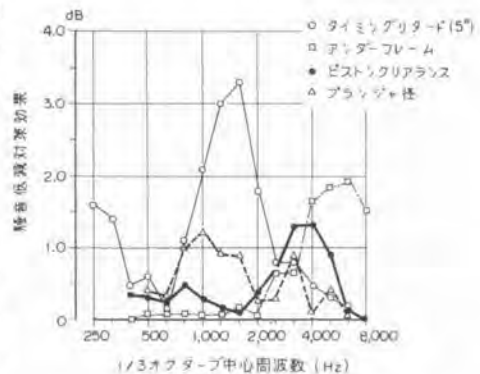


図-3 騒音低減対策の周波数特性