



土木研究所資料

第1060号

公害対策型建設機械の開発に関する調査試験
(第 1 報)

—ブルドーザの騒音対策—

昭和50年8月

建設省土木研究所

公害対策型建設機械の開発に関する調査試験

— ブルドーザの騒音対策 —

建設省土木研究所機械研究室

本 田 宜 史

長 健 次

山 田 一 彦

要 旨

建設機械のうちブルドーザについてその騒音の実態を調査するとともに、エンジンに対して防音対策を施し、その効果を測定した。又、運転員が受ける振動についても実態の調査を行った。

その結果、ブルドーザの騒音は作業中より一般走行中の方が高く、高速になる程騒音レベルも上昇するが、これにはエンジン回転数に起因するファンの影響や走行速度に起因する足廻り装置の衝撃音の影響が強く出るためであること、ファンなどを取り除いたエンジン単体の騒音は回転数より爆発エネルギーの大きさに直接左右されること、防音カバーをつける場合には14 dB(A)程度の減音効果が期待できること、運転員が受ける振動については、3～10 Hz 程度の振動が対策を考える上で将来問題になること等が判明した。

目 次

1. まえがき	1
2. 調査概要	1
3. ブルドーザの騒音調査	2
3.1 ブルドーザ周囲の騒音	2
(1) 車両停止時	3
(2) 車両走行時	4
(3) 掘削押土作業時	5
3.2 音源探査	8
3.2.1 各部の騒音	8
3.2.2 エンジン騒音	12
3.2.3 足廻り騒音	19
4. ブルドーザの騒音対策	24
4.1 エンジンに対する防音対策	24
5. 運転席の振動調査	32
(1) 掘削押土作業時	35
(2) 一般走行時	37
6. 結 論	41
7. 参考文献	42

1. ま え が き

この調査は、建設機械開発調査費による「建設騒音及び振動の調査ならびに排除に関する試験調査」のテーマの1つとして、ブルドーザについての防音対策を昭和48年度より3カ年の予定で行なうものである。昭和48年度は、主としてブルドーザの騒音の現状を調査し、昭和49年度は、騒音源の探査と一部騒音対策を加え、その効果を測定した。

本報告は2カ年間の調査結果をとりまとめたものである。

2. 調 査 概 要

まず、ブルドーザが周囲に与える騒音について、その現状を調査するため、機械の周囲に、測定点を設けて、その地点の騒音レベルを測定し、騒音の強さと広がりを見る。

次に各種の防音対策を施して、低騒音型ブルドーザの開発を行なうわけであるが、それがブルドーザの持つ作業性を損なったり、経済性の低いものであれば、現実に役立たないものとなるので、その点も考慮した効果的な対策を考える必要がある。

これには、ブルドーザの騒音の特徴を十分に把握した上で、その対策を施すことが重要である。そのため、第1段階として、ブルドーザ各部の騒音測定とその特徴を調べるため周波数分析を合わせて行った。第2段階としては、ブルドーザ騒音の主因と考えられるエンジンと足廻り機構について単独に、その騒音を測定し、同じく周波数分析を行った。第3段階として、エンジン単体を防音カバーで覆い、その効果を測定した。

又、騒音とは別に、運転席の振動について、現在、上下方向の緩衝装置が市販されているので、その効果について測定を行った。

以上が昭和48.49年度に行った、調査内容であるが、昭和50年度も、これに引続き第4段階としてブルドーザに積載されたエンジンに対する防音カバー、足廻り機構への防音対策、排気音その他の対策を施して、その効果を測定し、最終的には、これらの防音対策の全体としての効果と、これがブルドーザの作業性、その他にどう影響するかを調査する予定である。

又、運転席の振動は、前後方向の緩衝装置について、その効果を測定する予定である。

3. ブルドーザの騒音調査

ブルドーザの騒音の現状を把握するため、まず一般走行時、掘削押土作業時、停止時（エンジン作動）における周囲の騒音分布を測定した。更に、機体各部の騒音を測定し音源探索を行った。

これには、まずブルドーザの周辺に測定点を設けて、周波数分析を行い、更にエンジン騒音、足廻り騒音の測定には、その単独の音が発生するようにそれぞれベンチテスト、牽引走行の形で測定を行った。

3-1 ブルドーザ周囲の騒音

ブルドーザが周囲に与える影響、即ち周囲の騒音分布を調査するため、ブルドーザの停止時、走行時、作業時における車両周囲の騒音レベルを測定した。

なお、停止時は車両の左右前後方向について、測定が可能であったが、走行時と作業時は車両が移動するため移動方向と直角な方向（左右方向）についてのみ測定を行った。

使用したブルドーザは下記にその仕様を示すように大型で、油圧リッパを備えたものである。なお、停止時、走行時はブレードを外した状態で測定を行った。

ブルドーザ D 155-A-1型（小松）

総重量 32.6 t

接地圧 0.92 kg/cm²

エンジン S 6 D 155-4

直接噴射式ディーゼルエンジン

定格出力 320 P.S.

定格回転数 2,000 r.p.m.

走行速度

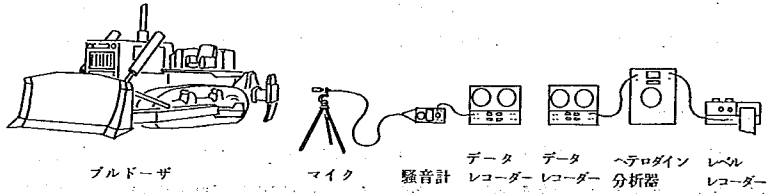
	前 進	後 退
1 速	3.7 km/h	4.5 km/h
2 速	6.8 km/h	8.2 km/h
3 速	11.8 km/h	13.7 km/h

使用した測定器を下記に、その測定ブロック図を図 3.1 に示す。

1) 騒音計	精密騒音計	2203 (B & K)
		NA51 (リオン)
2) データレコーダ		DFR4915 (ソニー)
3) 周波数分析器	ヘテロダイナ分析器	2010 (B & K)
4) 記録計	レベルレコーダ	2305 (")

測 定 時

再 生 時

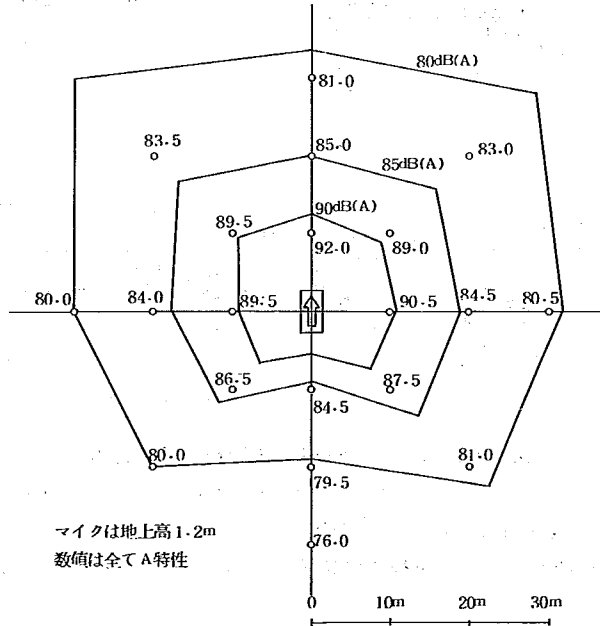


図－3.1 騒音測定及び再生時使用計器ブロック図

(1) 車両停止時

ブルドーザを平坦な路盤に停止させ、機関燃料レバーを最高位置に固定して（エンジン回転数 2,074 r.p.m）運転し、車両より左右前後方向に 10, 20, 30 m 離れた各地点での騒音レベルを測定した。なお、作業用レバー、走行用レバーは中立位置である。

測定結果と推定される等騒音レベル線を示したのが、図 3.2 である。



図－3.2 ブルドーザ周囲の騒音分布（停止時）

等騒音レベル線を見ればわかるように、前方は車体を中心に左右斜方向は少し高いがほぼ同心円に近い音の発散を示している。しかし、後方は前方に比べると全体的に低く、特に車体後正面の方向が20m、30m地点で5dB(A)という極端な騒音レベルの低下を示している。これは、停止時の騒音源は、車体前部にあるエンジンだけであり、車体後部の運転席、燃料タンクが遮音物となる為と思われる。

(2) 車両走行時

ブルドーザを各速度段で前進後退の走行をさせ、車両走行中心線より進行方向と直角に左右10、20、30m離れた地点および車体側面より1m離れた地点での車両通過時の騒音レベルを測定した。

なお、機関燃料レバーは最高位置とした。

各速度段での騒音の分布を図3.3に、走行速度と騒音レベルの関連を図3.4に示す。

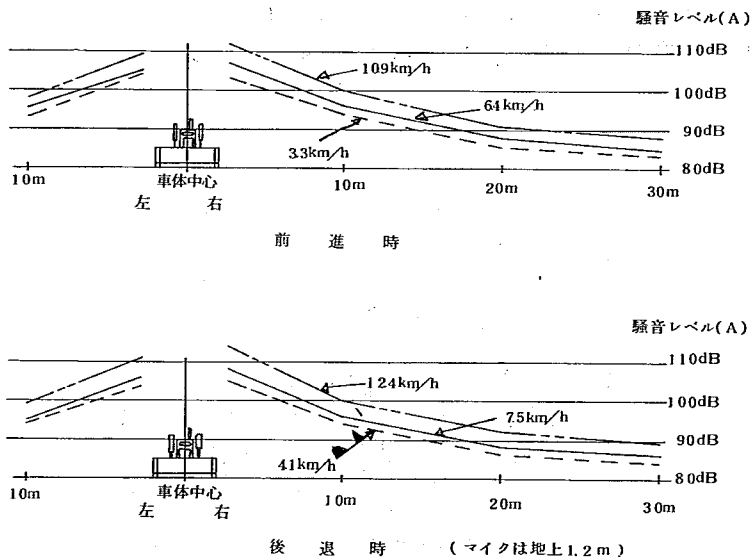


図-3.3 ブルドーザ周囲の騒音分布(車両通過時)

距離による減衰を見ると、10mより20mでは、8~9dB、20mより30mでは、2~3dBと、どの速度段でも減衰量は、ほぼ等しく現われている。

又、走行速度との関係では、前進と後退の差はなく速度に比例した騒音レベルを示している。

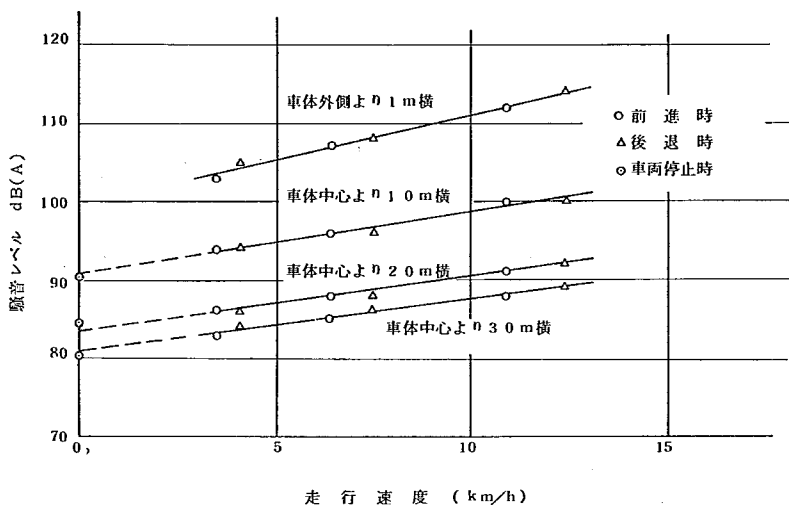


図-3.4 走行速度と騒音レベル

(3) 掘削押土作業時

ブルドーザの作業時における周囲への騒音の影響をみるため、最も一般的な掘削押土作業時の騒音分布を測定した。図 3.5 に示すように、ブルドーザ幅の掘削を全長 20 m にわたって行ない、作業区間の中心より走行方向と直角に、掘削溝端より 1 m, 10 m, 20 m, 30 m の地点に測定点を取り、JIS Z 8731 騒音レベル測定方法のっとり 5 秒毎の読み取りを 50 回行った。なお、使用速度段は押土時で 2 速、後退時で 3 速を用い、機関燃料レバーは最高位置とした。

測定結果を図 3.5 につけ加えて示す。

作業時は、他の場合と比べて、発生する騒音の大きさそのものが変化し、更に騒音を発生するブルドーザが移動する為、距離が変化することの 2 点により測定値が大きく変動する。

距離による減衰について考えると、まず点音源とした場合、パワーレベル P.W.L. (Power Level) の音源から r (m) 離れた位置での音圧レベル S.P.L. (Sound Power Level) は

$$SPL = PWL - 20 \log r - 10.65 \quad [dB]$$

の式で表わされ、音源からの距離を L_1 , L_2 とした場合の音圧レベルの差、すなわち減衰量 ΔI は

$$\Delta I = 20 \log \frac{L_1}{L_2}$$

となり、距離が 2 倍となれば音圧レベルは、6 dB 減衰する。この式をあてはめて、ブルドーザが

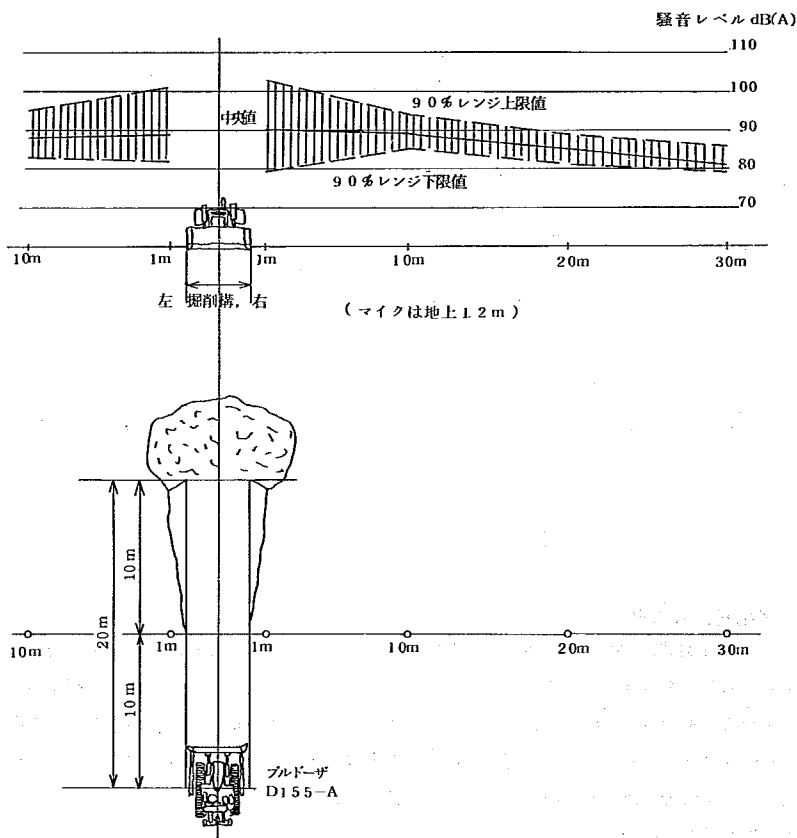


図-3.5 ブルドーザ周囲の騒音分布(掘削押土作業時)

発生する騒音のパワーレベルが一定であるとした場合、各測定点の騒音レベルの変動範囲は、距離減衰により、1m、10m、20m、30m点で各々、20dB、3dB、1dB、0.5dBとなる。

従って、90%レンジの幅が、10m地点で9dB、20m地点で8dB、30m地点で7dBあることは、発生する騒音のパワーレベル変動がおよそ7dBであることが推察される。なお、1m地点の測定値が10m地点よりも低く出る場合があるがこれは(1)の停止時の騒音分布の測定結果でわかるように、後正面方向が特に低い騒音レベルになることによるものと考えられる。

以上のように、ブルドーザの騒音が周囲に及ぼす影響を調査したが、この結果をまとめると、騒音が高いのは一般走行時であり、速度に比例して騒音レベルも上昇する。本機の場合、10m離れ

た地点で100 dB(A)、30m離れた地点でも90 dB(A)になる。又、作業時が走行時より低い理由として、作業時には、エンジンの回転数が低くなることと速度が落ちるため、履帯から発生する音が減少することが考えられる。

騒音規制法には、「特定建設作業に伴って発生する騒音の規制に関する基準」として各種の建設作業に対して騒音規制基準が定められているが、ブルドーザについては適用されておらず、東京都条例の中でブルドーザに対しては、75ホン以下と規定されている。この基準を守るのに、騒音の距離による減衰だけで行おうとすれば、このD155Aブルドーザでは作業範囲を敷地境界線より120m以上内側にすることが必要となり、一般的に見ても、ブルドーザの作業は現状のままでは不可能となる。

したがって、ブルドーザはその発生する騒音を約15dB下げるが必要になるが、その為には、エンジン、履帯その他、機構そのものからの変更・改良が必要である。しかし、今回の調査ではこの方法をとらず、現状のブルドーザに各種の防音装置を付加することで、一体どれだけ下がるかを調べることにした。次の項では、効果的な防音・遮音ができるように、ブルドーザ騒音の特徴を調べた。

3-2 音源探査

3-1では、ブルドーザ周囲の騒音について概略の把握ができたが、更にその騒音がどこから発生し、どのような特性を持っているかを知るため、周波数分析を含めた騒音レベルの測定をブルドーザの各個所で行ない、今後の防音、遮音対策の参考にしたい。

騒音源の探査として、まず停止した車体の周辺に測定点を設け、エンジンをフル回転させた状態で測定を行なった。

次に、騒音源単体を取り出す意味で、エンジンについては、ベンチテストの状態で駆動させ、その時の騒音を測定した。足廻り機構については、ウィンチ等の牽引でブルドーザを走行させ、足廻り各部の騒音を測定した。

3-2-1 各部の騒音

図3.6に示すように、ブルドーザの外面より1mずつ離れた所にマイクを設置し、騒音の測定と周波数分析を行った。なお、測定に用いたブルドーザは、3-1と同じ 小松D155-A-1である。

各点の騒音レベルを合わせて図3.6に示し、車体前方と右横の2点の周波数分析結果を図3.7、3.8に示す。

次に、このマイクを表-3.1に示すようにエンジンに近づけて、集中的にその点の騒音を測定し周波数分析を行なった。

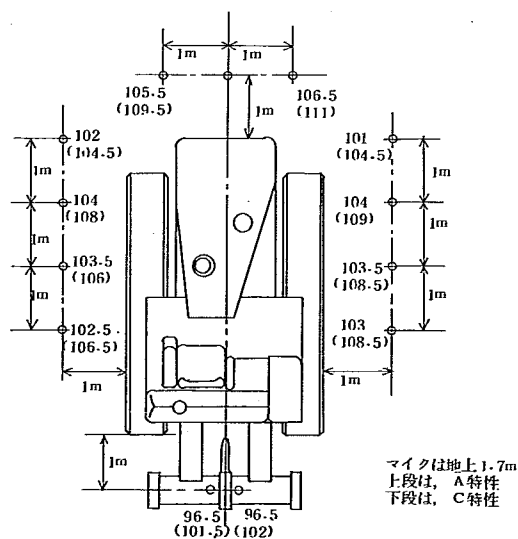


図-3.6 ブルドーザ周辺の騒音レベル

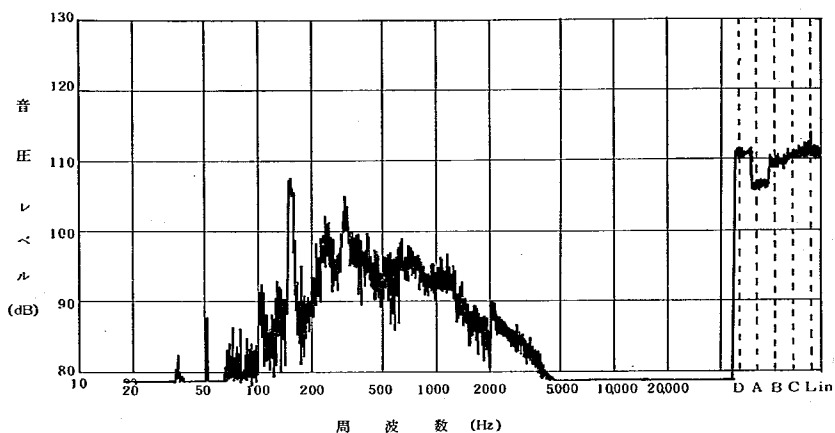


図- 3.7 周波数分析結果(車体前方)

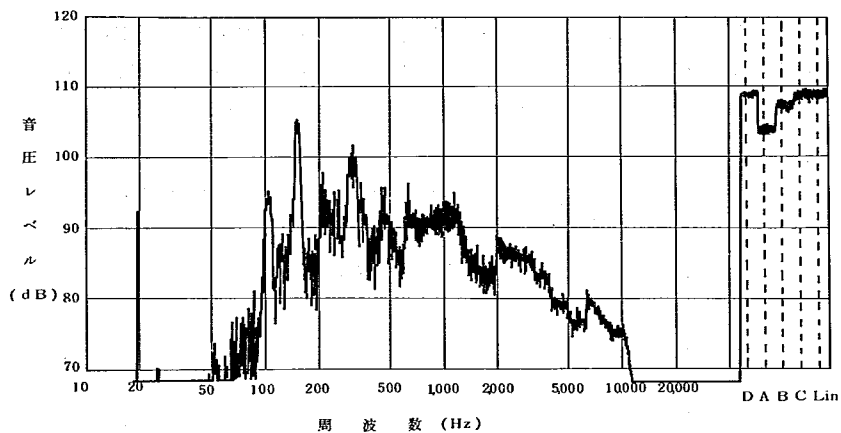


図- 3.8 周波数分析結果(車体右横)

各点の騒音レベルを表-3.1に合わせて示す。

ブルドーザ周辺の騒音レベルを見ると、3-1の停止時で現われた特徴どおり前方と側方は101～107 dBと100dBを越えているが、後方は97 dBと低くなっている。

表-3.1 ブルドーザのエンジン周辺のマイク位置及び騒音レベル

	測 定 位 置		A特性	C特性
Mt	排気管頂部——排気管先端外面から	5cm	120	123
Mg	排気管基部——スーパーチャージ外面から	5cm	121	124
A	エアクリナー吸込口——吸込口より	5cm	117	122
Hf	シリンダヘッドカバー前——外面から	5cm	125	126
Hr	シリンダヘッドカバー後——	5cm	125	126
Br f	シリンダブロック（右前）——	5cm	125	129
Br c	シリンダブロック（右中）——	5cm	123	127
Br r	シリンダブロック（右後）——	5cm	121	124
I	インジェクションポンプ——	5cm（シリンダブロック左側）	124	127
Fo	ラジエター前面中央——ラジエター外面から	100cm	115	119
Fe	ラジエター斜前（左）——ラジエター左端から40cm前方15cm左側		117	120
O	オイルパン——エンジン中央部下面，外面から	5cm	125	128

又、各部の騒音レベルを見ても当然ではあるが、エンジン部分が特に大きいことがわかる。

更に、騒音と密接な関連のある振動について調査するため、表-3.2に示す5箇所に加速度変換器を取り付け、その個所から約5 cm離れた位置にマイクを設け、振動と騒音を同時に測定した。

表3-2 振動の測定箇所

測 定 箇 所	方 向
Br c シリンダブロック右中央	前後、左右、上下
Hr シリンダヘッドカバー 後	上下
MF メインフレーム （エンジンマウンティング左後）	左右
Bo エンジンボンネット	上下
G ラジエターガード	左右

例として、シリンダブロック右中央（Br c点）と、メインフレーム（Mf点）の振動と騒音の周波数（振動数）分析結果を、図-3.9、3.10に示す。図からわかるように、振動と騒音について

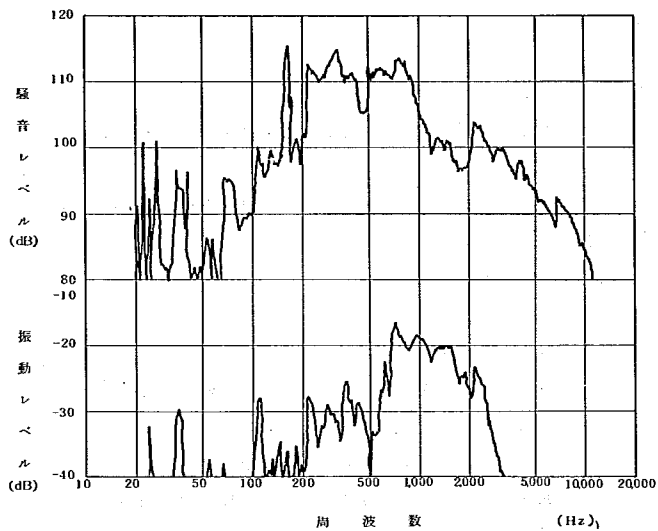


図 3 - 9 振動と騒音の関係 (メインフレーム左後)

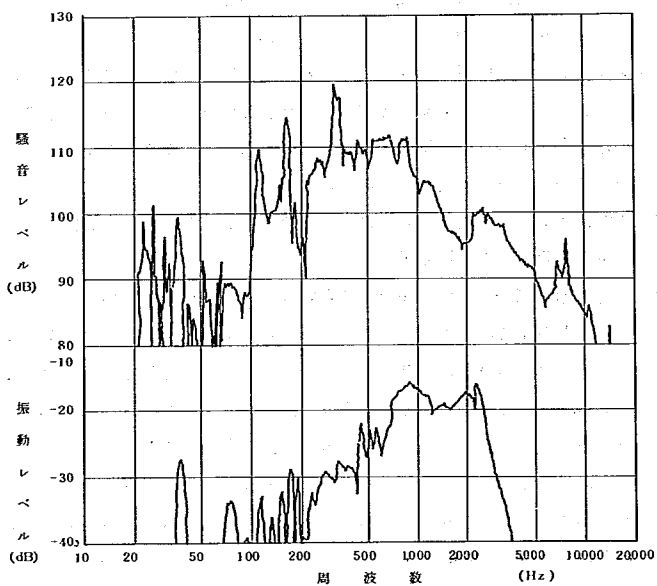


図 3 - 10 振動と騒音の関係 (エンジン右, シリンダブロック)

は、振動数と周波数が一致したピークを示すような明白な関連はないように思われる。他の測定点も、同じ様な傾向を示した。

3-2-2 エンジン騒音

ブルドーザの動力源であるエンジン単体として取り出す意味でベンチテストの状態では各部の騒音の測定を行った。

測定したエンジンは、6気筒のディーゼルエンジンで下記にその仕様を示すが、8～10t級のブルドーザに搭載されているものである。

測定に使用した機器の仕様を下記に示す。

エンジン

6気筒ディーゼルエンジン

形式	DA 640	PE (いすゞ自動車)
定格出力	75	PS
定格回転数	1700	r.p.m.
最大トルク	35.4	kg/1,100 r.p.m.

動力計

渦流式電気動力計

(明電舎)

最大回転数	4,000	r.p.m.
出力	75	kw.

又、ベンチテスト室は周囲の壁がコンクリートである為、当然反響音が多く、測定に重大な支障をきたすので、エンジンと動力計を簡易防音室で覆った。これは、長さ4.5m、巾3m、高さ2.5mの木製で、壁には厚さ90mmの空気層を設け、更に、内張りに厚さ50mmのグラスウールを用いて、反響を防ぐ工夫を、行なったものである。

この防音室の中で、エンジンを駆動させ、動力計で負荷をかけて回転数を設定し、エンジン周辺の各点の騒音レベルを測定し、周波数分析を行った。

各測定点の位置と定格回転数1700 r.p.m.での騒音レベルを示したのが表-3.3.である。エンジンのごく近く5cmしか離れない各点の騒音レベルは水ポンプ上部(F₁点)が特に高い値を示す他は98～104 dB(A)の範囲にあり、エンジンは一体なものとして騒音を発しているものと思われる。なお、排気音を除くため、パイプにより、排気ガスを室外に導いて放出している。

次に、これを周波数分析し、高い音圧レベルを示す周波数を上から3点まで取り、それを整理したのが、表-3.4.である。これによると、80Hz、200Hz、400Hz、600Hz前後で、ピーク値を示すことが多く、特に200Hzが最も多く現われている。この理由として、まずエンジンの爆発周期を計算すると、回転数1700 r.p.m. 4サイクル6気筒エンジンであるから

$$\frac{1700}{60} \times 6 \times \frac{2}{4} \div 85 \text{ (Hz)}$$

表 3-3 エンジン各部の騒音レベル

測 定 箇 所				騒 音 レ ベ ル A 特性			
				90	100	110	120
上 部	A _c エア-インレット	25cm上					101.5dB
	F ₁ 水ポンプ上部						110.5dB
	(シリンダヘッドカバー C ₁ シリンダヘッドカバー中央	5cm上 5cm上					103.0dB
	R ₁ シリンダヘッドカバー後部	5cm上					100.5dB
右 測	R ₂ 燃料フィルタ	5cm右					100.5dB
	C ₆ 噴射ポンプ 中央	5cm右					101.0dB
	F ₃ シリンダボディカバー前部	5cm右					102.5dB
	R ₃ シリンダブロック 後部	5cm右					101.5dB
左 測	C ₂ 排気マニホールド	5cm左					98.5dB
	C ₃ タペットチャンバカバー中央	5cm左					102.5dB
	F _p #	1cm左					95.0dB
	C ₄ オイルポンプ	5cm左					101.5dB
下 部	C ₅ オイルパン 中央	5cm右					102.5dB
	F ₄ オイルパン 前後	5cm右					103.5dB
前方	F ₂ ファンガイド	右側 30cm					97.5dB

表 3 - 4 エンジン各部のピーク周波数

測 定 箇 所	ピ ー ク 周 波 数							○ 第1ピーク レベル値	△ 第2ピーク レベル値	● 第3ピーク レベル値	Lin
	50	100	200	500	1000	2000					
A _c		○	△		●			102.0	99.0	97.5	107.0
F ₁			● ○	△				118.0	106.5	106.5	118.0
C ₁			○	●	△		●	99.0	97.5	96.5	105.0
R ₁		△	△		○			95.5	94.0	94.0	103.5
R ₂		△	○		●			98.5	97.0	96.5	104.5
C ₆		△	○		●			103.0	96.0	95.5	105.0
F ₃			○	△	●			104.5	99.0	95.0	107.0
R ₃		○	△	●				99.5	98.5	97.5	106.0
C ₂		△		○	●			95.5	94.0	91.0	101.5
C ₃			△	●	○			97.5	96.5	96.0	104.5
F _p		○	△		●			93.5	92.5	90.0	99.5
C ₄		●	○	△				97.0	96.5	94.5	104.5
C ₅		△	○	●				101.5	99.0	96.5	106.0
F ₄			○	△	●			100.0	98.5	95.5	105.5
F ₂			●	△	○			95.0	94.0	93.0	99.5

又、ファンの風切り周期は、6枚羽根でエンジンとの回転比は、1.3であるから

$$\frac{1700}{60} \times 6 \times 1.3 \div 221 \text{ (Hz)}$$

となる。したがって、80Hz、200Hz前後で発生するピークはそれぞれ爆発音とファンの風切音によるものと考えられる。

このことを更に明確にするため、エンジン左1m (Fp点)について各エンジン回転数でのピーク値を示す周波数の上から5点まで取り、エンジン回転数との関係をみたのが図-3.1.1である。

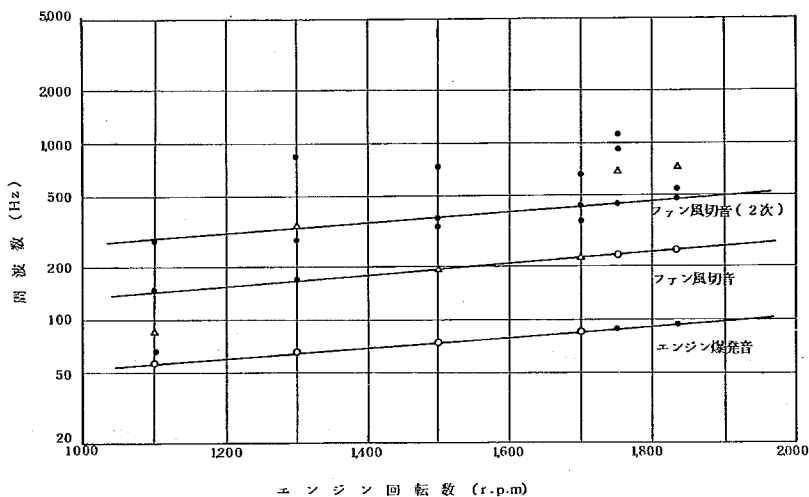


図-3.1.1 エンジン回転数とピーク周波数(エンジン左1m)

図からわかるように、回転数が1700 r.p.m.を越えると騒音の主体となる音は、エンジン爆発音からファンの風切音に変わっていく。このエンジン爆発音とファンの風切音を取り出して、エンジン回転数とピーク値を示す周波数の音圧レベルとの関係を示したのが図-3.1.2である。

ファンの風切音は、回転数の増加に比例して音圧レベルが上がる。しかし、エンジン爆発音は定格回転数の1700 r.p.m.まで、ほぼ一定であるが、それを越えると急激に落ち込む。その様子は、エンジン性能曲線のうち、最大トルクの図と同様の傾向を示し、爆発エネルギーがそのまま音になっていることがわかる。

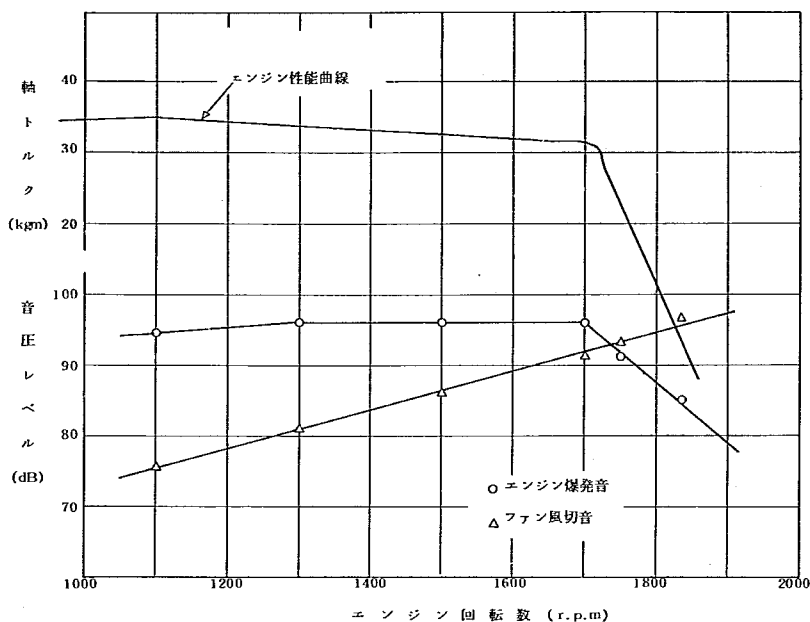


図- 3.1 2 エンジン爆発音とファン風切音のエンジン回転数との関係(エンジン左1 m)

次に、エンジンに装備される補機類が騒音にどのような影響を与えるかについて調査するため、マフラー、ラジエーター、ファン、エアクリーナを順次はずしていき、その時の騒音を測定した。基準として、エンジンより1 m横の地点(Fp点)をとり、その結果をまとめたものを表- 3.5に示す。なお、エンジン回転数は定格回転数の、1 7 0 0 r.p.m.である。結果は予想されたとおり、マフラーの有無、ファンの有無で、それぞれ、7

dB, 6 dB という大きな差が現われた。これを周波数分析の結果と比較すると、図- 3.1 3, 図- 3.1 4 になる。マフラーの場合ではエンジン爆発音である80 Hz 部分で22 dB の低下を示し、その倍数となる周波数部でも大きな低下を示している。

又、ファンの場合では、ファンの風切音である220 Hz 部分で約18 dB の低下を示し、その倍数でも、それぞれ低下している。

更に、それぞれの場合、1,000 Hz 以上の高周波数で8 dB 程度の一様な、低下を示している。

表 3.5 補機による影響

条 件	Fp点騒音レベル	騒音レベルの変化
全 装 備	102 dB(A)	
マフラーを外に出す	95	-7 dB(A)
ラジエーターを外す	95.5	+0.5
ファンを外す	89.5	-6
エアクリーナを外す	90.5	+1.0

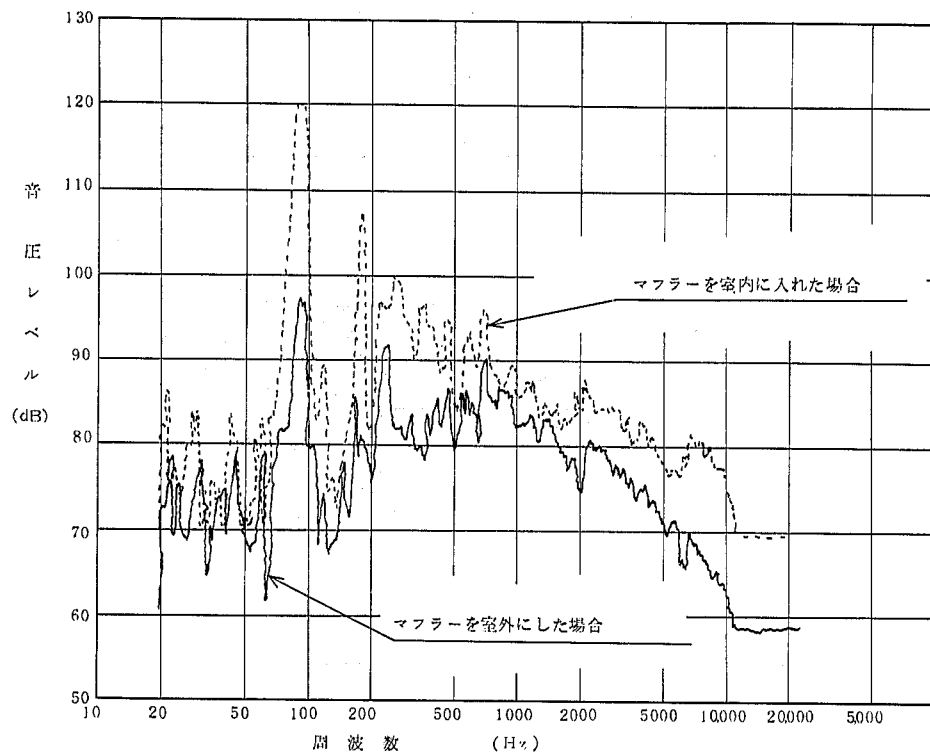


図- 3.1 3. マフラーの有無による影響

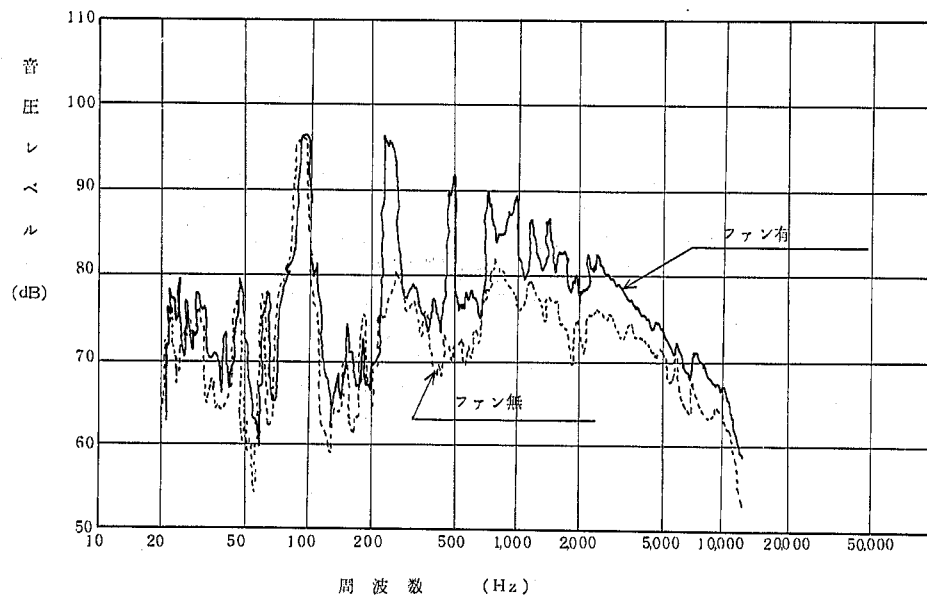


図- 3.1 4 ファンの有無による影響

3-2-3 足廻り騒音

足廻りから発生する騒音を単独に取り出して調査するため、エンジンを停止した状態で、ウィンチ等により牽引することで、ブルドーザを走行させ、その時のスプロケット、アイドル、上部ローラ、下部ローラからそれぞれ約5 cm離れた点、及び、基準として走行中心線より走行方向と直角に7 m離れた地点での騒音を測定した。写真-3.1、3.2に測定時の状況を示す。なお、対象機種は11 t級の小型ブルドーザでその仕様を下記に示す。

ブルドーザ D50A型(小松)

総重量 11 t

接地圧 0.56 kg/cm^2

エンジン 4D120-11A

予燃焼室式ディーゼルエンジン

定格出力 90 PS

定格回転数 1,750 r.p.m

走行速度

	前 進	後 退
第1速	2.5 km/h	3.2 km/h
第2速	3.5 km/h	5.2 km/h
第3速	5.5 km/h	8.0 km/h
第4速	9.4 km/h	—

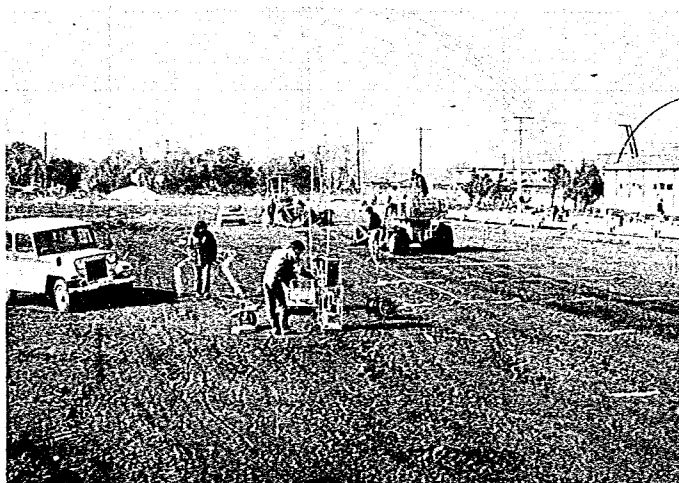


写真-3.1 足廻り騒音の測定状況



写真-3.2 足廻り騒音の測定位置

足廻り各部の騒音レベルと、走行速度の関係を示したのが図-3.15で測定のパラツキは多いが、

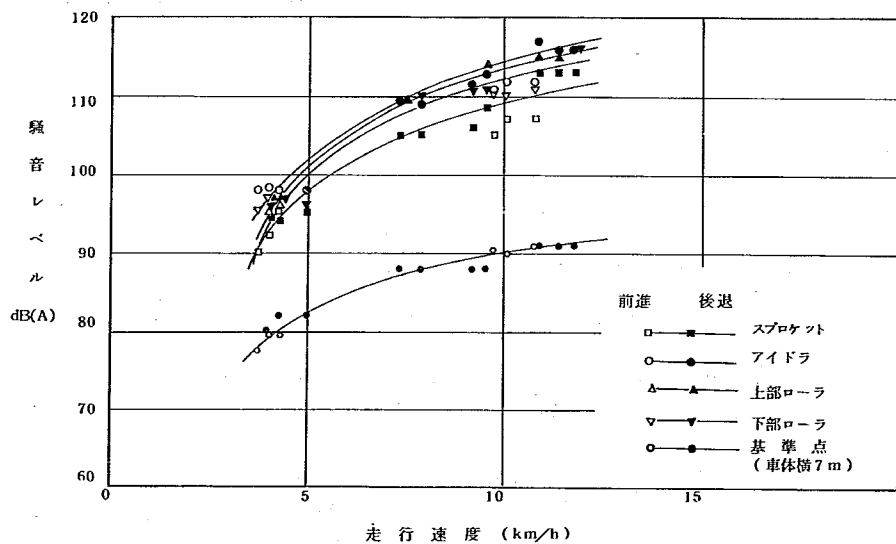


図-3.15 足廻り騒音と走行速度の関係

傾向としては、速度が5 km/hから10 km/hになると、足廻り各部の騒音レベルは12～13 dB大きくなり、7 m離れた基準点でも8 dBの上昇を示す。一般的に言われる走行速度が低い時はエンジン音、高い時は足廻り音の影響が大きいことを、具体的な形で示していると思われる。足廻り各部の騒音については、アイドラとリンクの衝撃音がもっとも大きく、後退時すなわち履帯が張り方に作用している場合が大きくなっている。このうち4 km/h 前後の走行速度における各部の騒音の周波数分析結果をまとめたものが図-3.16である。

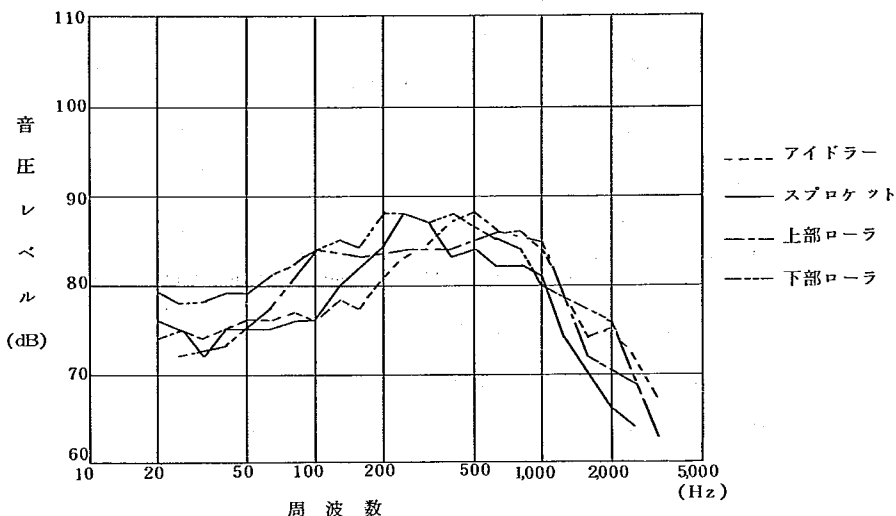


図-3.16 足廻り音の周波数分析結果

図からわかるように、極端に高い音圧レベルを示すところはなく、100～1000 Hzの間にピークを持つ、ゆるやかな周波数分布を示している。この原因として、足廻り音は主として打撃音であり、母材が形状の複雑な鋼材であるため、色々な周波数をもった音の集合と思われる。

次に、エンジンで駆動させた時と比較したのが図-3.17, 3.18である。なお、走行速度は自走時が3.7 km/h、空走時が4.1 km/hと差があるが、比較の結果、極端なく違いはなく、200 Hz以上では音圧分布の傾向が自走空走で類似している。

自走時にスプロケット部では、周波数40 Hzと80 Hzでピークを示す。これはエンジンの爆発音とファンの風切音と考えられる。アイドラ部では40 Hzでピークを示し、80 Hzのピークが現われていない。その理由として、マイクの位置がエンジンからは近いが、ちょうどエンジンカバー、履帯、アイドラに隠れ、音の回折が少ないためと思われる。これらの図より、ブルドーザの騒音の100 Hz以下の騒音はエンジン騒音に、200 Hz以上の騒音は足廻り騒音に関与していることがわかる。

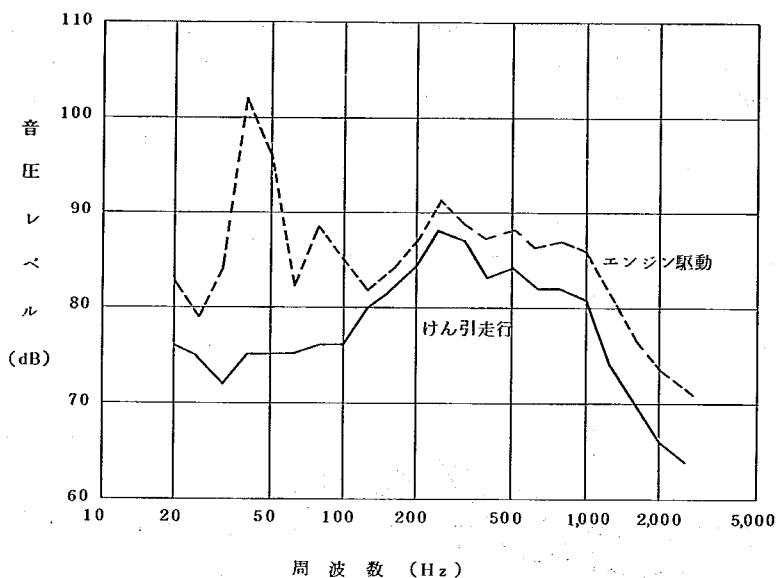


図-3.17 エンジン駆動時との比較(スプロケット部)

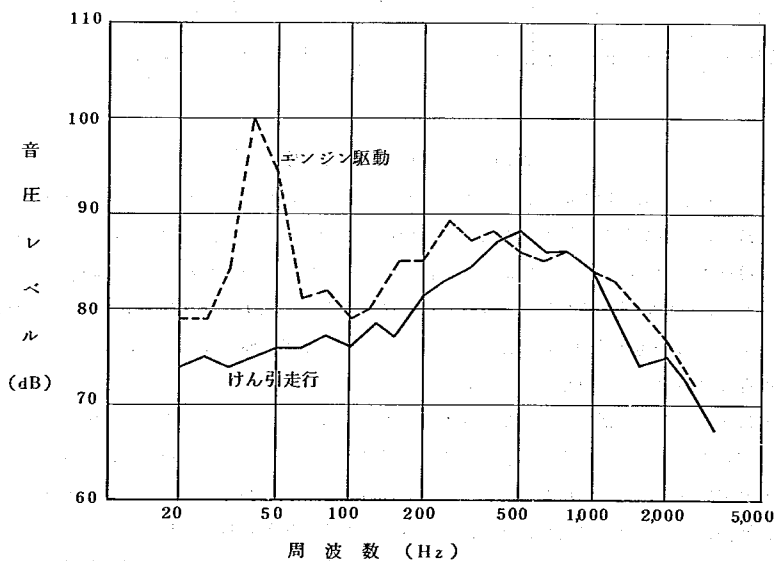


図-3.18 エンジン駆動時との比較(アイドラ部)

又、大型ブルドーザについては、前項3.2.1.で用いた小松D155-A-1(30t級)を、エンジン停止状態で坂道をころがすことによって、足廻り音だけの騒音測定を行った。測定点は2箇所でスプロケットから30 cm 離れた点とアイドラーから40 cm 離れた点である。測定結果を図-3.19に示す。走行速度が10~15 km/h の時、スプロケット部では120~125 dB(A)、アイドラー部では115~120 dB(A) の大きな値を示し、表-3.1のエンジン表面5 cm の120~150 dB(A) と比較すると、音源のパワーレベルとしては、走行速度が早いと足廻り騒音の方がエンジンより大きくなることを示している。

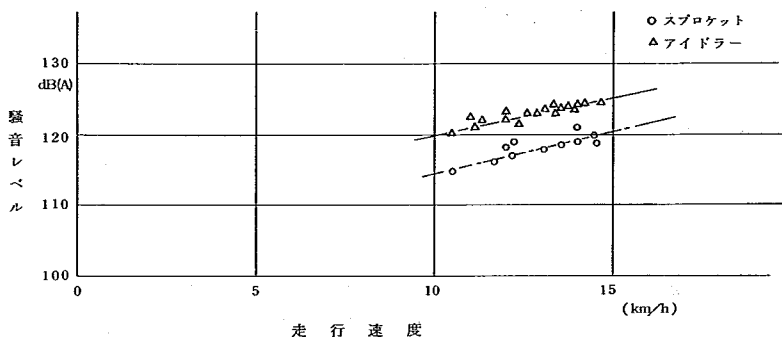


図- 3.19 足廻り騒音と走行速度の関係

4. ブルドーザの騒音対策

今までは、ブルドーザ騒音の現状調査と騒音源の周波数分析を行って、その概略が把握できたので、ここではそれを発展させて、いかにして騒音を下げるかについて調査を行なう。

今年度は、まずエンジンに対する騒音対策として、鋼製の防音カバーを考え、その効果を調査するため、ベンチテストでその防音効果を測定した。

4-1 エンジンに対する防音対策

ブルドーザ騒音の主因の一つとして、エンジンを取り上げ、これをカバーすることによって防音対策を行う。しかし、いきなりブルドーザに積載されたエンジンにカバーを設けるには、難しい点もあり、又、完全なカバーとにならないことや、その効果の測定が充分にできないことのため、ここでは写真-4.1のようにベンチテストの状態にあるエンジンをカバーで覆うこととした。

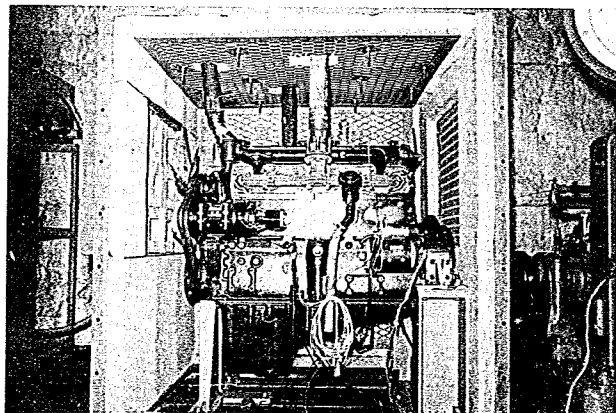


写真-4.1 防音カバーによるエンジン騒音対策

エンジンは、前項3-2-2で用いたもので、その時の測定結果との比較も合わせて行なう。

カバーは、板厚3mmの鋼板製の箱形で、内面に吸音材を貼り付け、防音効果を高める工夫も行った。

測定条件を示すと、まず、カバーについては、図-4.1のように内面に貼り付ける吸音材の種類と厚さ、それに貼り付けない場合の4種類の分類とした。

測定の結果、エンジンの右横 1 m (F_p 点) でのエンジン回転数と騒音レベルの関係を示したのが図 - 4.3 である。

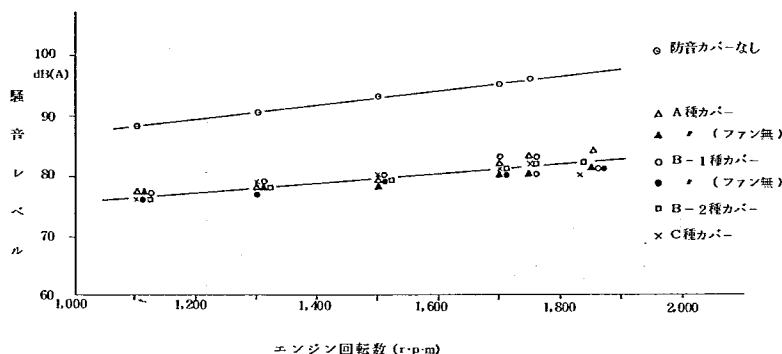


図 - 4.3 エンジン回転数と騒音レベルの関係 (エンジン横)

防音カバーのない時の測定結果はラジエーターを装着した場合のものであるが、ラジエーターを外した場合との差はほとんどない (1 7 0 0 r.p.m. の時それぞれ 9 5.5 dB(A), 9 5 dB(A)) ことがわかっている。図からわかるように、防音カバーの有無によって 1 2 ~ 1 4 dB(A) の差がでてくるが、防音カバーの種類による差は、この測定点では現われなかった。

次にファン前方 1 m (F_c 点) での様子を見ると、図 - 4.4 が示すように防音材による差が現われ、鋼板のみのものより、グラスウール 5 0 mm , 1 0 0 mm ウレタン 5 0 mm の順で騒音レベルが下がり、その差は最大で、3 ~ 6 dB(A) となる。又、ファンの有無による影響は、回転数が高い場合には、1 0 ~ 1 3 dB(A) と大きな差が出てくるが、回転数が低い場合には 3 dB(A) と僅かの差にしかない。

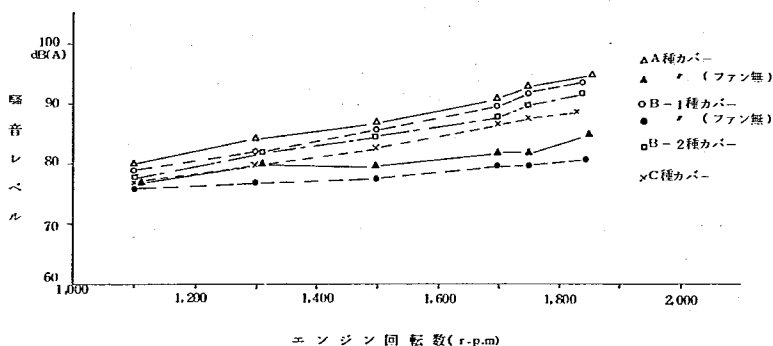


図 - 4.4 エンジン回転数と騒音レベルの関係 (ファン前方)

防音カバー内部（I点）の場合には、図-4.5でわかるように防音材の差による効果の違いはその厚さが100mmにならないとはっきり現われず、騒音レベルの差も、3～4 dB(A)と少ない。

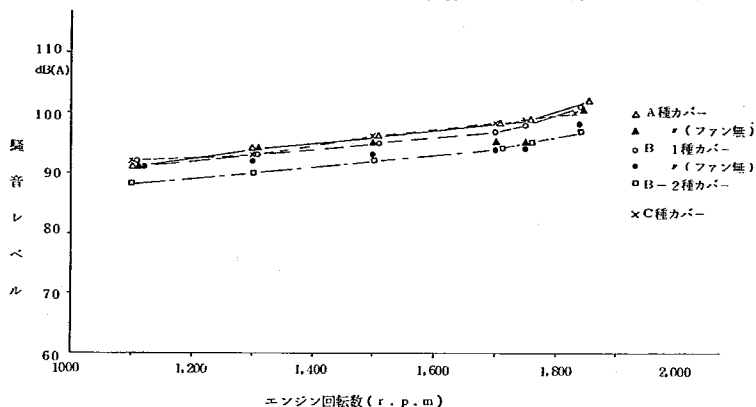


図-4.5 エンジン回転数と騒音レベルの関係（防音カバー内部）

これらの測定結果からもわかるように、鋼板のみに比べてグラスウール、ウレタンを貼付した場合の方が若干の減音効果が認められるが、吸音材の種類や厚さに対しては各測定点ごとに現われる傾向は異っている。

次に周波数分析を行った結果を示す。

まず、エンジン右横1m（Fp点）での定格回転数1700 r.p.m.の場合の周波数分析結果を図-4.6に示す。エンジン爆発音の80 Hzでも、ファン風切音の200 Hzでも音圧レベルはグラスウール50mmが最も高く、その次にグラスウール100mmと防音材なし、最も低いのはウレタン50mmとなっている。

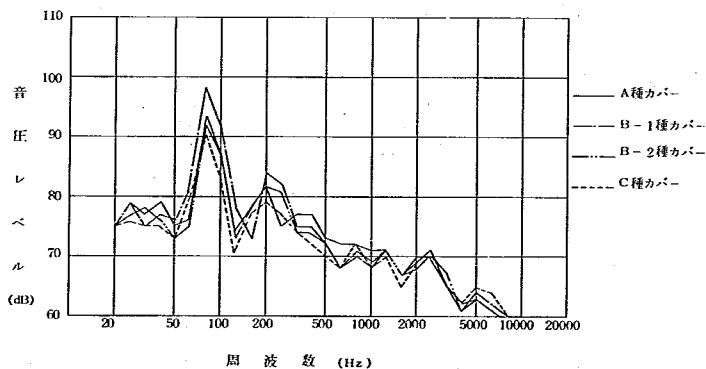


図-4.6 周波数分析結果（エンジン横）

しかしその差は最大でも 8 dB であり、防音材の種別による違いは図 - 4.3 と同様にはっきりとしたものは現われなかった。この傾向がどのエンジン回転数でもそうなのを見るため、このエンジン爆発音とファン風切音と見なされる周波数の音を取りだし、エンジン回転数との関連を見たのが図 - 4.7, 4.8 である。この図からもわかるように、エンジンから発生した音が単に減少するのではなく、各防音カバーが持つ反射特性と吸収特性それにカバーの形状や構造のため、もとの音とは異った周波数特性をもつ音に変換されているものと考えられる。

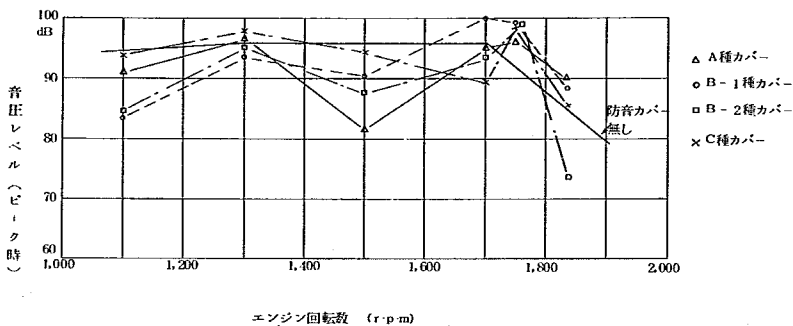


図 - 4.7 エンジン爆発音と回転数

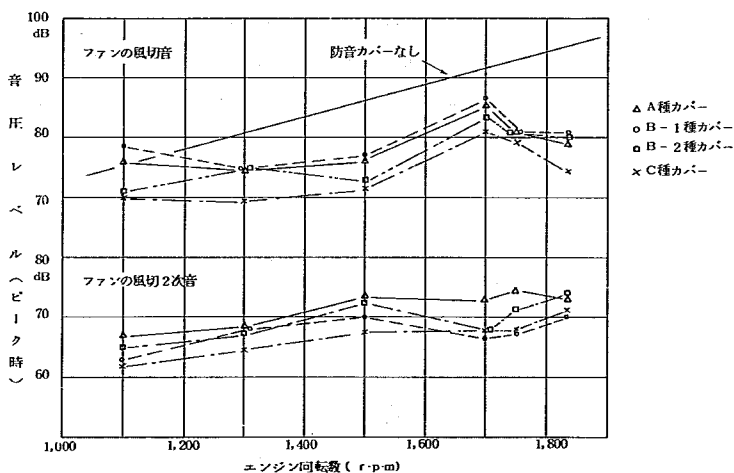


図 - 4.8 ファン風切音とエンジン回転数

次に、ファン前方 (Fc 点) での 1700 r.p.m. での周波数分析結果は図 - 4.9 のようになる。

100Hz 以下の周波数の音圧レベルは、ウレタン 50mm, 防音材なしがほぼ同じで、それらについて、グラスウール 50mm, 100mm の順で低くなり図 - 4.4 でウレタン 50mm の騒音レベ

ルが最も低くなっているの逆になっている。これは、A特性の聴感補正が高い周波数の音を重視しているためで、図-4.9の300~500Hzで現われている音圧レベルの差が、A特性としての騒音レベルの差になっているものと思われる。防音カバー内部(1点)では図-4.10のようになる。この測定点では、各防音材の差をよく現わしている。特に、500Hz以上の周波数の音では、防音材なし、グラスウール50mm、ウレタン50mm、グラスウール100mmの順に低くなりその差は5~10dB ずつあり、最大19dB にもなる。

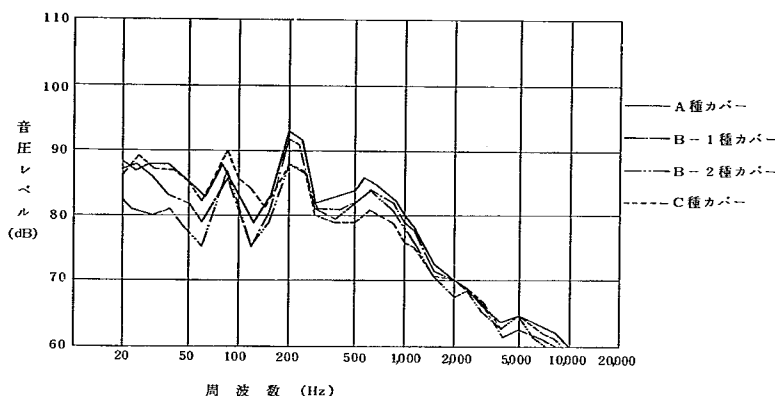


図-4.9 周波数分析結果(ファン前方)

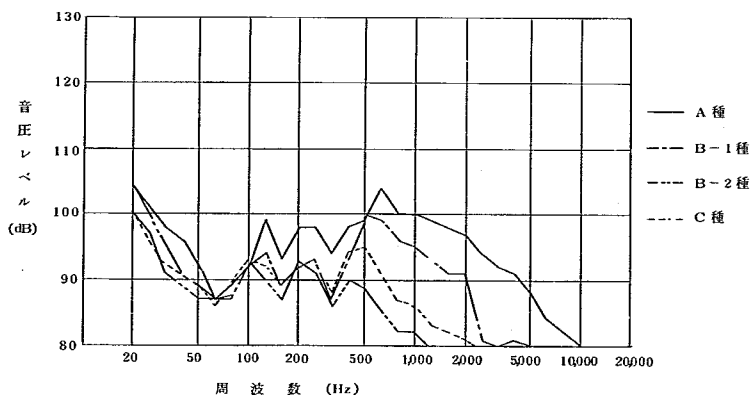


図-4.10 周波数分析結果(カバー内部)

更に、ファンの影響をみるため、エンジン回転数 1,100 r.p.m と 1,700 r.p.m の場合のファンの有無による差を周波数分析したものが図 - 4.1.1, 図 - 4.1.2 である。なお、測定箇所は、Fc 点である。

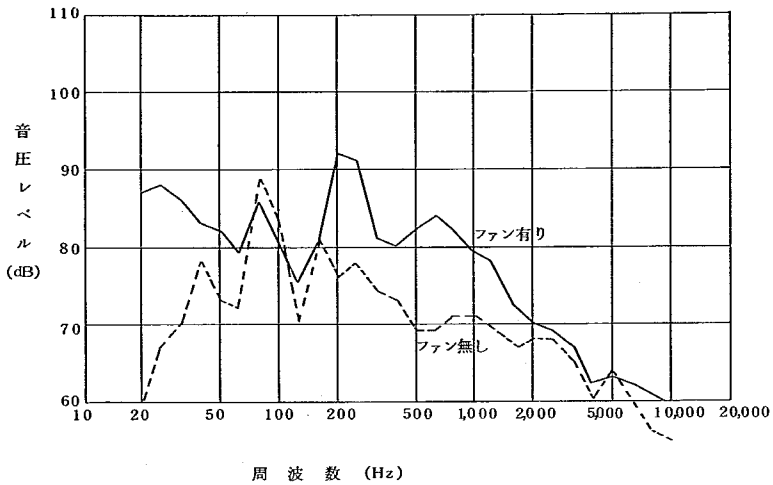


図 - 4.1.1 ファンの影響 (エンジン回転数 1,700 r.p.m)

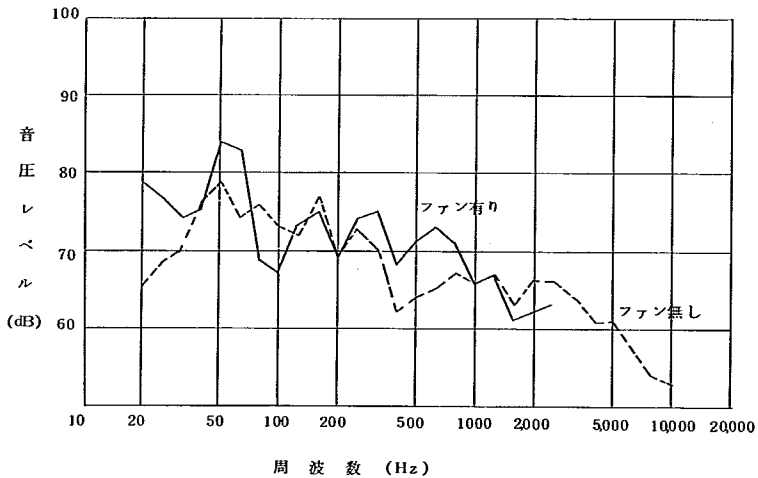


図 - 4.1.2 ファンの影響 (エンジン回転数 1,100 r.p.m)

1,700 r.p.m. の場合を見ると、ファンの風切音である200 Hz 部分で、16 dB という大きな差を示し、それから1,000 Hz まで高い周波数の部分でも10 dB 前後の差を示す。

ところが、1,100 r.p.m. の場合、ファンの風切音である150 Hz 部分で逆に2 dB ファンの無い時の方が高く、エンジン爆発音の60 Hz 部分でようやく9 dB の差が出ている。これは前項3-2-2で述べたようにファンの風切音は、エンジン回転数に比例して大きくなるものであり、1,100 r.p.m.の場合、ファンの風切音はまだ小さく、エンジン爆発音をファンで流してやるための効果の方が、大きく表われるためと思われる。

次に、防音カバーの左側面について面音源としての音の拡がりを見るため、防音カバーから50 cm 及び1 m離れた面について9箇所ずつ騒音レベルを測定した。その結果を図-4.13に示す。もっとも高い騒音レベルを示すのは、下側中央で、それぞれ84.5 dB(A), 83.0 dB(A)、もっとも低い上側右は82.0 dB(A), 81.0 dB(A)でその理由としては、防音カバーの上面及び側面は、鋼板の内側に防音材を貼り、ある程度の吸収を行うが、下面はそのまま測定室の床面で鋼製の定盤となっており、反射音の影響を受けたものと考えられる。

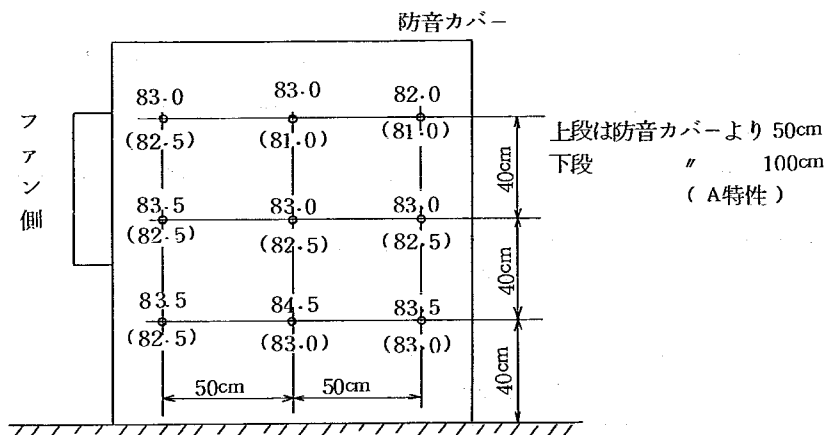


図-4.13 防音カバー横面の騒音分布状態

5. 運転席の振動調査

今までは、ブルドーザが周囲に及ぼす影響を調査してきたが、ここでは運転員が蒙る影響として、振動を取り上げて、その実態を調査する。

建設機械の乗心地、居住性は、その機構及び使用条件を考えてわかる様に、非常に劣悪なものである。しかしながら運転員の健康や安全性、作業能率からみた場合、これをそのまま放置することはできず、何らかの対策を行う必要がある。

わが国でも、数年前から防振型シートと称して、サスペンションを介して車輻の振動を柔げる装置が市販され、表-5.1に示すように、大型及び中型ブルドーザには標準装置されるようになって

表-5.1 防振型座席の取付状況

ブルドーザ機種				座席形式
小松	D 75S	D 95S	D150A	VIKING 500
	D155A	D155S	D355A	
キャタピラー 三菱	D4	D5	D6	VIKING T-BAR

きた。したがって、今回の調査は、このシートに乗った運転員が受ける振動を測定し、このシートの特徴を明らかにする。

測定に用いられたブルドーザ及びシートの仕様を以下に示す。

ブルドーザ 湿地用 D60P-3形(小松)

重量: 15.5 t

接地圧: 0.28 kg/cm²

エンジン NH-220-CI

直接噴射式ディーゼルエンジン

定格出力 140 PS

定格回転数 1,500 r.p.m

走行速度

速度段	前進	後退
1 速	2.4 km/h	3.0 km/h
2 速	3.4 "	4.4 "
3 速	5.2 "	6.8 "
4 速	7.8 "	10.0 "
5 速	11.0 "	

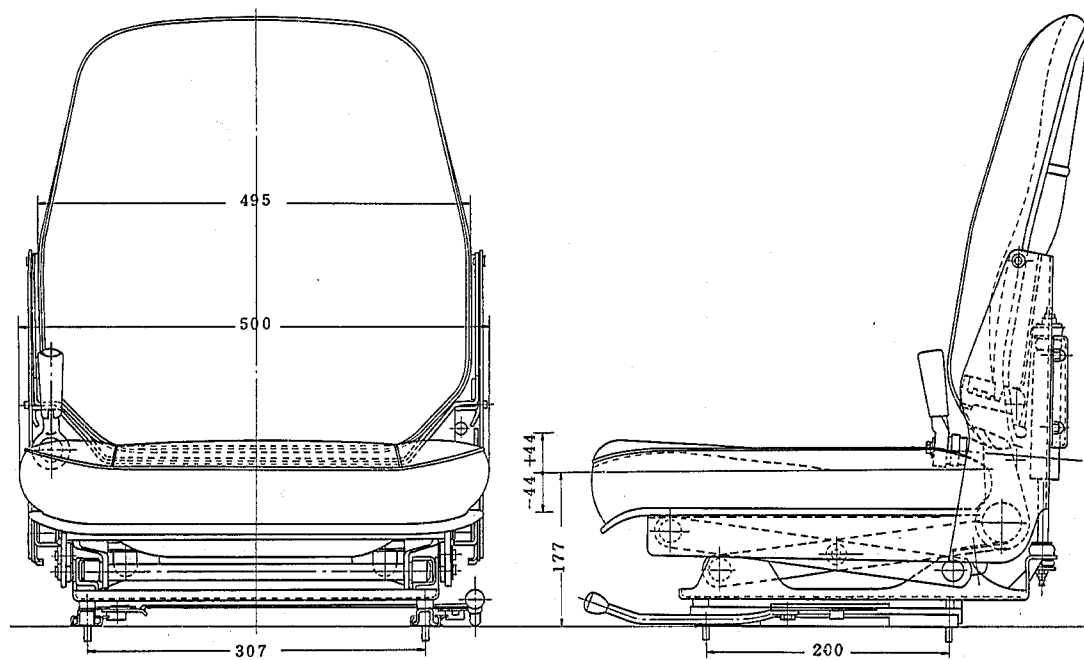


図 - 5.1 防振型シート

シート

バイキング 300型 (UOPボストロム社)

バネ形式 トーションバー

角バネ定数 $1.07 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{deg}$

リンク方式 X 型

サスペンションストローク $75 \sim 100 \text{ mm}$

シートの外観を図-5.1に示す。その構造は、トーションバーと油圧ダンパの組合わせで、座席フレームがX型のリンクによって床面に支えられている。図の側面図で説明すれば、X型リンクの端部4ヶ所のうち、左側の上下2ヶ所がコロによって滑動し、右側の1ヶ所が床面にピンで固定、残りの右側の上1ヶ所がトーションバーに連結されて振動を吸収するようになっている。

測定は掘削押土作業と一般走行時について行なった。

測定した箇所は次の4ヶ所でそれぞれ上下、前後、左右方向について、加速度の測定を行った。

① 運転席床面

フロアプレート上でオペレーターの足がくる位置

② 座席取付部

座席X形リンクのピン固定側の取付部に近い位置

③ オペレーター腰部

加速度計のついたベルトを運転員に締めさせた

④ オペレーター後頭部

加速度計をタオルに包み、鉢巻として運転員につけさせた

次に、使用した計器を、下記に示し、そのブロック図を図-5.2に示す。

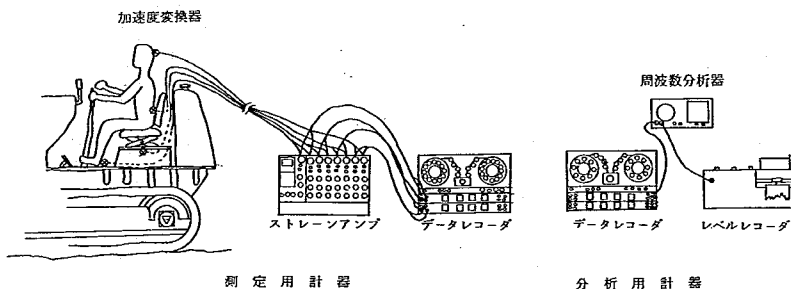


図-5.2 振動測定時の計測ブロック図

ストレインアンプ	DPM-1N	(共和電業)
	DPM-8AT	(")
加速度変換器	AS-10TB	(")
	AS-20TB	(")

データレコーダ	DFR-4915	(ソニー)
	R-200	(TEAC)
周波数分析器	SA-33D	(リオン)
レベルレコーダー	LR-03	(「」)
シンクロスコープ	SS-4100G	(岩崎通信器)
		(モニター用)

振動加速度は、重力加速度 g (cm/s^2)を基準として、振動加速度の表示には、実効値 g_{rms} 単位にして表示した。

(1) 掘削押土作業時

作業の方法は、あらかじめ整地された作業場内に掘削区間(掘削距離20m, 掘削幅5m)を設定し、掘削押土時は、前進第2速、回送時は、後進第3速の速度段で、ブルドーザを全掘削区間、途中で戻ることなく往復させ、繰返し10分間の掘削を行った。

なお、10分間の作業で13回掘削区間を往復し、平均掘削深さ48cm, 土量36.6 m^3 の掘削を行った。土質は、玉石混り砂質ロームに分類される。



写真-5.1 運転席の振動測定(掘削押土作業時)

測定の状態を写真-5.1, 5.2に示す。

測定した振動加速度の周波数分析結果を図-5.3, 5.4, 5.5に示す。なお、図中の一点鎖線は、ISO規定の「疲労の能力減退の限界」線を示す。

まず、上下方向については、この座席の効果が写真-5.1 運転席の振動測定(掘削押土作業時)ははっきりと現われており、オペレーター後頭部の5~8Hzにおいては問題があるが、ほぼ8時間作業の限界線近くまで振動がおさまっているといえる。なお、10Hz以上の振動についてオペレーター後頭部の加速度が腰部の加速度より低くなるのは、人体そのものが緩衝装置となり高い周波数の振動を吸収しているものと考えられる。

次に、前後、左右方向について、ブルドーザ本体の振動は、極端に大きい加速度を示す振動数のところはないが、座席の振動に対する特性の影響によるためであろうかオペレーター腰部では、8Hz以上の周波数の振動は小さくなっていくが、6Hz以下の周波数では逆に振動加速度が大きくなっている。これは、座席が床面に固定されておらず、リンクを介して支持されているため座席自体が前後、左右方向に振られるものと思われる。又、人体が高い周波数の振動を吸収して低い周波

数の振動に轉換していることも考えられる。

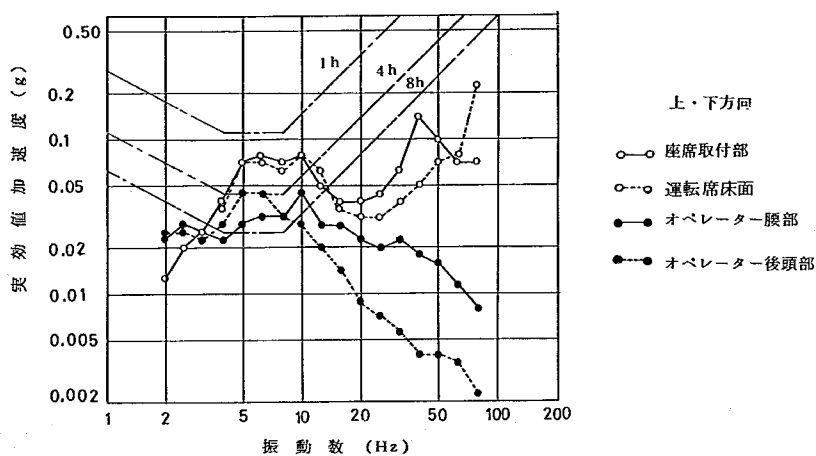


図- 5.3 運転員が受ける振動 上下方向（掘削押土作業時）

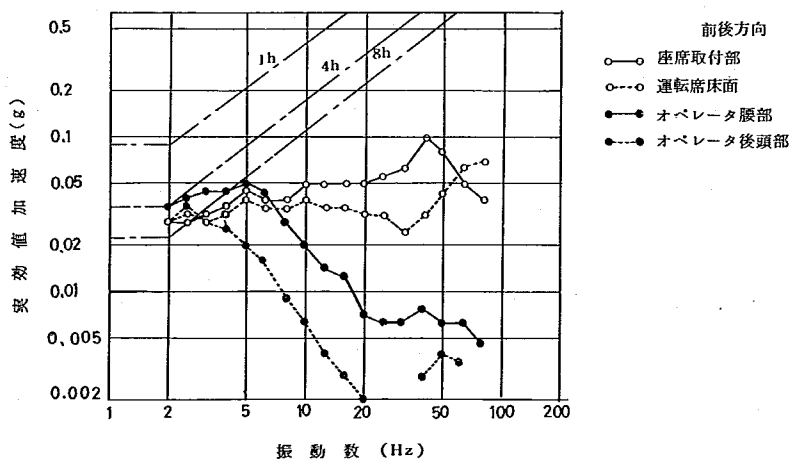


図- 5.4 運転員が受ける振動 前後方向（掘削押土作業時）

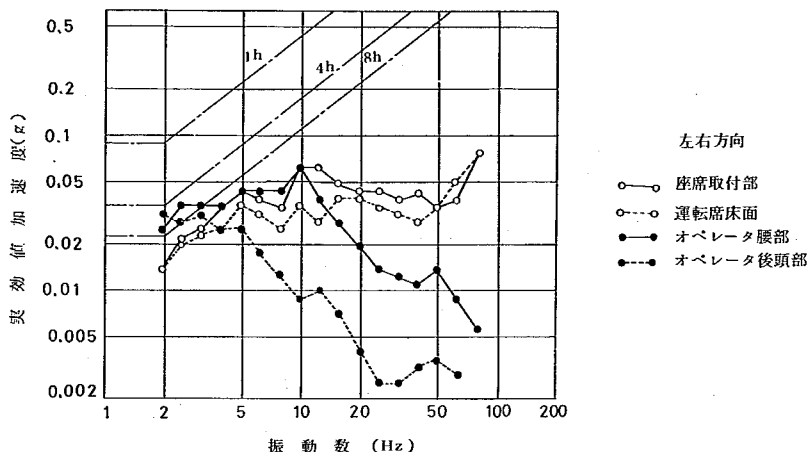


図-5.5 運転員が受ける振動 左右方向（掘削押土作業時）

(2) 一般走行時

締固められた路盤の上を，前進第2速，第5速，後進第4速の各速度段の最高速度で走行させ，その時の各点の上下，左右，前後方向の振動加速度を測定した。

まず，前進第2速での各部上下方向の周波数分析結果を図5.6に示す。作業時に比べると，10Hzのピークがはっきり現われており，それより低い振動数では作業時の方が高くなっている。

次に，上下方向についてオペレーター腰部の各速度段での周波数分析結果をまとめたのが図-5.7である。各速度段とも大きな差はないが，前進第2速の30Hz以上の振動が特に他より小さくなっているのがめだっている。

さて，振動の原因と考えられる履帯について，その打撃回数はピッチが190mm，走行速度は前進第2速で3.4km/hであるから



写真-5.2 運転席の振動測定

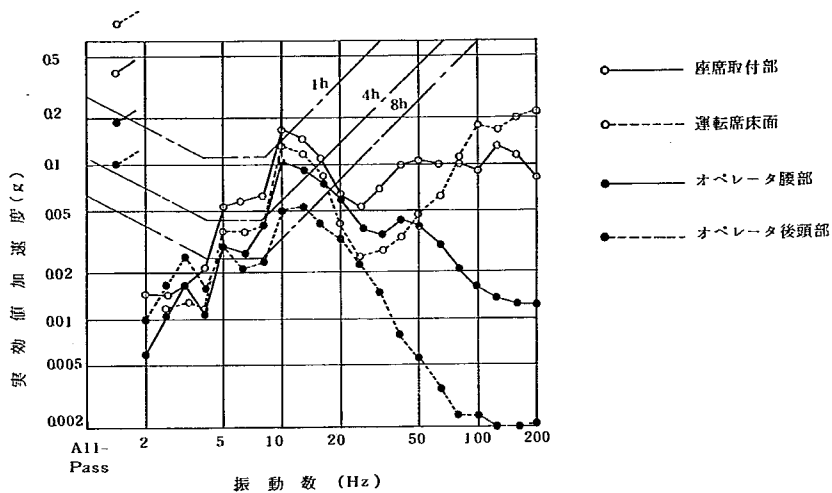


図 - 5.6 運転員が受ける振動（前進第2速，上下方向）

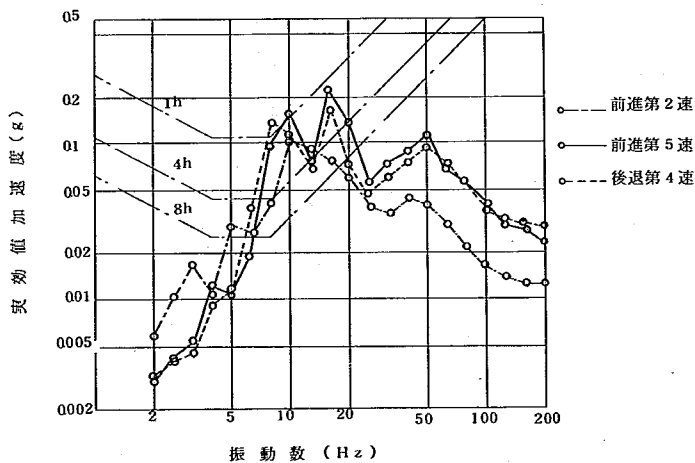


図 - 5.7 オペレーター腰部の上下方向の振動

$$\frac{3,400}{0.190 \times 3,600} = 4.97 \text{ Hz}$$

と約 5.0 Hz 前進第 5 速，後進第 4 速ではそれぞれ 16.1 Hz，14.6 Hz，となり周波数分析結果をみてもその振動数では一応のピークを示している。

又，理由づけはできないが，前進第 2 速で現われている 3 Hz のピークは，前進第 5 速と後進第 4 速で，8，10 Hz のピークとなりこれも速度に比例した振動数となっている。

前後方向の振動を同じようにまとめたのが図 - 5.8 である。これを見ると上下方向の時とはほぼ同じ周波数でピークを示しているが，各振動数での加速度の差は上下方向の時よりも小さくなっている。又，前進時だけ座席取付部とオペレーター腰部の振動の比較をしたのが図 - 5.9 である。作業時と同じように，6 Hz 以下で加速度が逆転しているところがあり，ISO の限界線をこえている部分がある。左右方向の場合を図 - 5.10 に示す。後進第 4 速がどの周波数でも他より大きい加速度を示していることがわかる。しかしながら，座席取付部自体の振動は，前進第 5 速とほとんど変わっていない。その原因は，オペレーターが後を振り向き，姿勢が不安定になるためと思われる。

以上のように，走行時における振動の周波数分析を行なったわけであるが，作業時よりも振動は大きく，問題として残っているのは，上下方向の 5～20 Hz の振動をどうするかである。

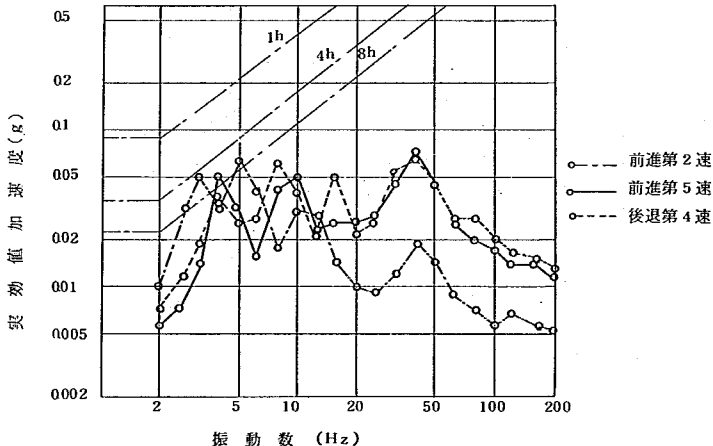


図 - 5.8 オペレーター腰部の前後方向の振動

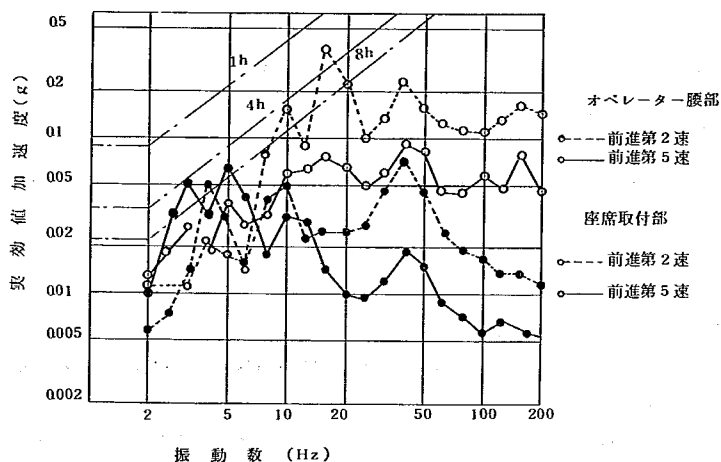


図-5.9 オペレーター腰部と座席取付部の振動の比較

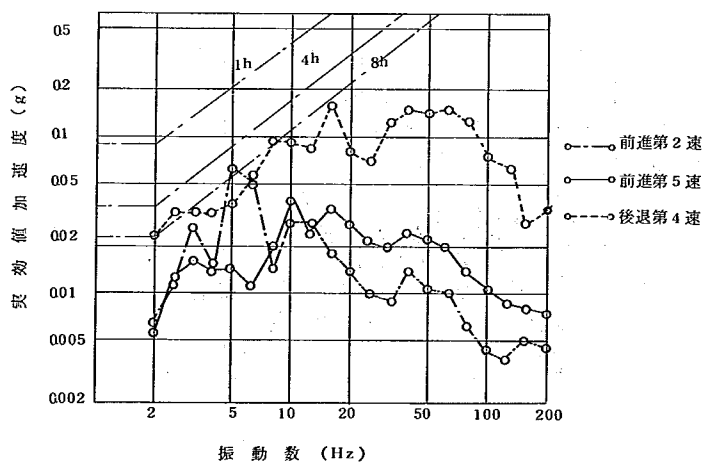


図-5.10 オペレーター腰部の左右方向の振動

6. 結 論

6-1 ブルドーザの騒音

騒音の主因となるのは、当然のことではあるが、エンジンと足廻りで、特に後者の影響は強い。又、騒音が最も大きくなるのは、走行時である。

6-2 エンジンの騒音

ブルドーザの運転状態を考えるとエンジン爆発音がファンの風切音より大きな原因をなす。又、ファンの風切音は、エンジンの回転数に比例して大きくなるが、エンジンの爆発音は回転数ではなく、エンジン出力のうち特にトルクの大きさに比例するものと思われる。

6-3 足廻り騒音

走行速度が10 km/h の時、足廻りの単独音はその近くで110 dB(A)にも達し、エンジン近くの100 dB(A)よりも10 dB(A)大きくなる。

6-4 エンジンの防音カバー

最大14 dB(A)の防音効果がある。

6-5 運転席の振動

防振型シートの効果はあるが、5 Hz 前後の振動には、まだ、不十分である。

7. 参 考 文 献

- 1) 騒音と振動のシステム計測 北村恒二 著 コロナ社
- 2) J I S ハンドブック 公害関係 1974 日本規格協会
- 3) 「工場における振動と防止対策」 三菱重工技報 Vol. 10 No. 5
- 4) 「座席シートの改良によるクローラ式車両の乗心地向上について」 小松技報 第20巻 4号

公害対策型建設機械の開発に関する
調査試験（第1報）

土木研究所資料第1060号
昭和50年8月（1975年）

－ブルドーザの騒音対策－

建設省土木研究所機械研究室

本田宜史, 長 健次, 山田一彦

キーワード 建設機械, ブルドーザ, 騒音対策

要旨 低騒音型ブルドーザの開発を目標とし、騒音の現
状調査と、エンジンの防音対策を行った。その結果

1. ブルドーザの騒音は走行時が最も大きい。
- 2 防音カバーによるエンジン騒音対策で最大14 d B

(A)の効果があつた。○

郵便はがき

2 8 0 - □ □

十円切手
は
つ
て
下
さ
い

千葉県千葉市穴川
四丁目十二番五二号

建設省土木研究所 千葉支所

機械研究室 御中

No. 183

配布先氏名

配布先住所

No. 189

土木研究所資料第1060号 部

上記のとおり受領しました。

所 属 (住所)

氏 名 印